



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO DE FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UN KART



Memoria y Anexos

Autor:	Kevin Jubany Ruiz
Directora:	María de la Vega Pérez Gracia
Convocatoria:	Junio 2020

Resumen

Un kart es un vehículo que ofrece sensaciones impresionantes al piloto, el cual puede circular a alta velocidad en un circuito preparado para ello. Muchos pilotos simplemente alquilan los karts que ofrecen los circuitos, mientras que otros optan por comprar uno. Sin embargo, también hay pilotos que deciden elaborar un kart con sus propias manos, ya que conducir un vehículo construido por uno mismo produce una gran satisfacción personal. Además, la construcción de un kart implica una serie de habilidades que sin duda aumenta las competencias de la persona que lo construye. No obstante, resulta complejo, ya que se han de tomar decisiones sobre el material a emplear, el tipo de sección de la estructura, el método de soldadura y búsqueda de proveedores para los distintos componentes.

En este proyecto se hace uso de software CAD (Computer-Aided Design), ya que resulta fundamental para poder diseñar los distintos componentes. Además, también se utiliza software CAE (Computer-Aided Engineering), puesto que permite validar los componentes diseñados con ensayos mediante el método de elementos finitos.

El hecho de construir un kart implica un elevado número de horas de trabajo. Además, si no se dispone de las herramientas de trabajo imprescindibles, es necesario adquirirlas, lo cual aumenta el coste. Esto hace que resulte más caro fabricar un kart que comprar uno, ya que las grandes empresas optimizan al máximo los procesos y los costes. Sin embargo, la fabricación de un kart aporta una gran cantidad de conocimientos teóricos y prácticos que hacen del proceso una gran experiencia.

Resum

Un kart és un vehicle que ofereix sensacions increïbles al pilot, el qual pot circular a altes velocitats en un circuit preparat per fer-ho. Molts pilots simplement lloguen els karts que ofereixen els circuits, mentre que d'altres opten per comprar-ne un. No obstant això, també hi ha pilots que decideixen elaborar un kart amb les seves pròpies mans, ja que conduir un vehicle construït per un mateix ofereix una gran satisfacció personal. A més, la construcció d'un kart implica una sèrie d'habilitats que sens dubte augmenta les competències de la persona que el construeix. Tanmateix, resulta complex, ja que s'han de prendre decisions sobre el material a utilitzar, el tipus de secció de l'estructura, el mètode de soldadura i la cerca de proveïdors pels diferents components.

En aquest projecte es fa ús de software CAD (Computer-Aided Design), ja que resulta fonamental per poder dissenyar els diferents components. A més, també s'utilitza software CAE (Computer-Aided Engineering), ja que permet validar els components dissenyats amb assaigs mitjançant el mètode d'elements finits.

El fet de construir un kart implica un elevat nombre d'hores de treball. A més, si no es disposa de les eines de treball imprescindibles, és necessari adquirir-les, el qual augmenta el cost. Això fa que resulti més car fabricar un kart que comprar-ne un, ja que les grans empreses optimitzen al màxim els processos i els costos. Tanmateix, la fabricació d'un kart aporta una gran quantitat de coneixements teòrics i pràctics que fan del procés una gran experiència.

Abstract

A go-kart is a vehicle that offers incredible sensations to the driver, who can drive at high speed in a circuit designed to do it. A lot of drivers simply rent a go-kart, whereas other drivers opt to buy one. However, there are drivers that decide to build a go-kart themselves, because driving a vehicle built by oneself gives a high satisfaction. Also, building a go-kart requires a number of abilities that increases the competencies of the person that builds it. However, it's complicated, because it's necessary to make decisions about the material to choose, the section of the structure, the welding procedure and search providers for the components.

In this project CAD software (Computer-Aided Desing) is used, because is essential to design the different components. Also, CAE software (Computer-Aided Engineering) is used, because the components can be validated with essays through the finite element method.

Building a go-kart implies a high number of working hours. Also, if there are not the essential working tools, it's necessary to buy them, which increases the cost. That's the reason why building a go-kart is more expensive than buy one, because big manufacturers optimize processes and costs. However, building a go-kart gives a high number of theoretical and practical knowledges that makes this process a great experience.



Agradecimientos

A María de la Vega Pérez, tutora de este proyecto, por la ayuda prestada durante la realización del TFG.

Al profesorado de la EEBE, que me ha proporcionado los conocimientos necesarios para la realización de este proyecto.





Glosario

RPM – Revoluciones Por Minuto

PMI – Punto Muerto Inferior

PMS – Punto Muerto Superior

Vía – distancia entre las ruedas situadas en el mismo eje de un vehículo

Batalla – distancia entre los ejes de un vehículo

CV – caballo de vapor. Se emplea como unidad de medida de la potencia

a – aceleración (m/s^2)

g – aceleración de la gravedad (m/s^2)

v – velocidad (m/s)

t – tiempo (s)

R – radio (m)

D – diámetro (m)

W – masa (kg)

F – fuerza (N)

M – momento torsor ($\text{N}\cdot\text{m}$)

K – constante del muelle (N/mm^2)

σ – tensión (MPa)

T – esfuerzo cortante (MPa)

Z – número de dientes del engranaje

n – revoluciones por minuto (RPM)



Índice

RESUMEN	I
RESUM	II
ABSTRACT	III
AGRADECIMIENTOS	V
GLOSARIO	VII
1. PREFACIO	1
1.1. Origen del trabajo.....	1
1.2. Motivación	1
1.3. Requerimientos previos	1
2. INTRODUCCIÓN	3
2.1. Objetivos del trabajo	3
2.2. Alcance del trabajo	3
3. SISTEMA PROPULSOR	5
3.1. Carburador.....	6
3.2. Motor	8
3.2.1. Estudio termodinámico del motor	11
3.3. Embrague centrífugo.....	12
3.4. Sistema eléctrico.....	14
3.4.1. Sistema de arranque.....	14
3.4.2. Sistema de encendido	18
3.5. Sistema de refrigeración	21
3.6. Sistema de transmisión	22
4. CHASIS	23
4.1. Materiales	25
4.2. Estructura principal	28
4.3. Asiento	37
4.4. Radiador	41
4.5. Escape.....	42
4.6. Soporte del motor	43

4.7. Soporte de la batería	46
4.8. Soporte del depósito	47
4.9. Plancha delantera	50
4.10. Pedales.....	52
4.11. Bomba de agua	58
4.12. Soldadura.....	59
4.12.1. Funcionamiento	62
4.12.2. Propiedades mecánicas de la zona soldada	63
4.12.3. Método de Düren	66
4.12.4. Método de Yurioka	67
5. SISTEMA DE DIRECCIÓN	71
5.1. Diseño	73
5.1.1. Geometría de Ackermann	80
5.1.2. Fuerzas en el sistema de dirección	83
6. AERODINÁMICA	106
6.1. Estudio aerodinámico del kart	108
7. EJE TRASERO	115
7.1. Fuerza de aceleración	116
7.2. Relación de transmisión	119
7.3. Diseño del eje trasero	142
7.3.1. Eje con carga máxima	145
7.3.2. Eje con carga mínima.....	157
7.3.3. Ciclo de carga	163
7.3.4. Diagrama de Soderberg.....	167
8. SISTEMA DE FRENADO	171
8.1. Cálculo del sistema de frenado	173
8.2. Simulación térmica	183
9. CONSIDERACIONES FINALES	186
ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL	189
CONCLUSIONES	190
PRESUPUESTO	193
BIBLIOGRAFÍA	198

ANEXO A	205
ANEXO B	208
ANEXO C	209
ANEXO D	211
ANEXO E	212
ANEXO F	213
ANEXO G	214
ANEXO H	215
ANEXO I	216
ANEXO J	217
ANEXO K	219
ANEXO L	222
ANEXO M	225
ANEXO N	228
ANEXO O	230

1. Prefacio

1.1. Origen del trabajo

El origen del proyecto proviene de la necesidad de comprender como se diseña y comporta un vehículo. Un kart posee una gran similitud con un automóvil utilitario, aunque con sistemas más simplificados, de modo que permite entender con mayor claridad su funcionamiento y aplicar los conocimientos adquiridos a automóviles convencionales.

1.2. Motivación

La motivación para la realización de este proyecto se basa en mi gran interés por el mundo de la automoción, así como los deportes de motor. Me propuse investigar y diseñar los distintos sistemas de los cuales se compone un kart y comprender su funcionamiento. Además, el hecho de haber trabajado en un taller mecánico me proporcionó unos conocimientos que, juntamente con los aspectos teóricos adquiridos en la universidad, me han permitido elaborar un proyecto fusionando la parte teórica con la práctica.

1.3. Requerimientos previos

Es necesario contar con unos conocimientos básicos sobre los distintos sistemas de los cuales se compone cualquier vehículo. También es necesario tener ciertos conocimientos sobre soldadura, aunque se realiza una explicación para tener una mejor comprensión. Además, es necesario contar con conocimientos del software SolidWorks, Ansys y Excel. También se necesitan conocimientos teóricos de asignaturas como Sistemas Mecánicos, Diseño de Máquinas, Ciencia e Ingeniería de Materiales y Sistemas Eléctricos.

2. Introducción

2.1. Objetivos del trabajo

El principal objetivo es el de diseñar un kart de uso recreativo, el cual ha de ser seguro y que sea factible fabricarlo. En este proyecto se establece como prioridad la ergonomía del piloto. Sin embargo, otro de los aspectos que se tienen en cuenta son los impactos en caso de accidente, ya que conducir a alta velocidad implica un cierto peligro, y el objetivo es asegurar la integridad del piloto. Para ello, en primer lugar, se diseñarán los distintos componentes, y se comprobará que resisten a los requisitos planteados en el proyecto. Además, los componentes diseñados han de ser lo más sencillos posibles, de modo que se puedan realizar con materiales y herramientas relativamente fáciles de encontrar en el mercado. Se ha de intentar reducir el coste lo máximo posible sin provocar un aumento excesivo del peso del kart. Así pues, es necesario encontrar un buen equilibrio entre peso y coste, ya que un material más económico tendrá peores propiedades mecánicas, y será necesario emplear una mayor sección para resistir a los esfuerzos, incrementando el peso y perjudicando las prestaciones del kart.

Otro de los objetivos es realizar un estudio de los fundamentos físicos de cada sistema, para comprobar a que fuerzas se ven sometidos los distintos elementos y, en consecuencia, poder dimensionarlos correctamente para asegurar un buen funcionamiento. Además, este estudio permitirá conocer los límites a los cuales está sometido un vehículo, y explicar porque, por ejemplo, un automóvil no puede sobrepasar una determinada velocidad al tomar una curva o porque pueden bloquearse las ruedas al frenar.

2.2. Alcance del trabajo

En primer lugar, se seleccionará un sistema propulsor, y se explicará detalladamente su funcionamiento. Seguidamente se diseñarán los distintos componentes y sistemas mediante el software Solidworks, y se validarán mediante el software Ansys. También se realizará un estudio aerodinámico del kart. Aunque ha sido diseñado para tener un uso recreativo y no para competir en campeonatos oficiales, resulta interesante comprobar que, al añadir componentes aerodinámicos sencillos, aumenta la eficiencia del kart de manera considerable. Finalmente, se mostrará un presupuesto detallado con los materiales necesarios y los proveedores seleccionados.

3. Sistema propulsor

El motor de un kart puede ser de 2 tiempos o de 4 tiempos. Dependiendo de las necesidades, se puede elegir entre un tipo u otro. Un motor de 2 tiempos en igualdad de cilindrada con uno de 4 tiempos es mucho más potente. Para obtener un motor de 4 tiempos con unas prestaciones similares a uno de 2 tiempos, se necesita un motor con más cilindrada, lo cual incrementa el espacio ocupado por el motor y el peso del mismo. Un motor de 2 tiempos ofrece más par a mayores revoluciones por minuto, mientras que un motor de 4 tiempos crea un mayor par a menores RPM. Como los motores de 2 tiempos están diseñados para funcionar a mayores RPM, tienden a desgastarse más rápido. Un motor de 4 tiempos es más duradero y requiere de menos mantenimiento. Los motores de dos tiempos tienen un diseño mucho más simple, lo que los hace más fáciles de reparar, mientras que los motores de cuatro tiempos tienen más piezas. Por lo tanto, son más caros, y las reparaciones son más costosas.

Como el objetivo es diseñar un kart que ofrezca buenas prestaciones, se ha decidido seleccionar un motor de 2 tiempos. Concretamente se ha optado por el fabricante IAME engines, y se ha escogido el modelo X30. Este motor tiene una cilindrada de 125 cc, con 28 CV y un par máximo de 17 N·m. El peso del sistema propulsor, incluyendo motor, batería, filtro de admisión, motor de arranque, radiador, cableado y escape es de 22 kg aproximadamente.



Figura 3.1. Sistema propulsor IAME X30 (1).

A continuación, se describe el funcionamiento de los distintos componentes que forman el sistema propulsor.

3.1. Carburador

Para que el motor funcione correctamente, necesita una mezcla perfecta de aire y combustible, denominada mezcla estequiométrica. Esta mezcla se realiza en el mecanismo conocido como carburador.

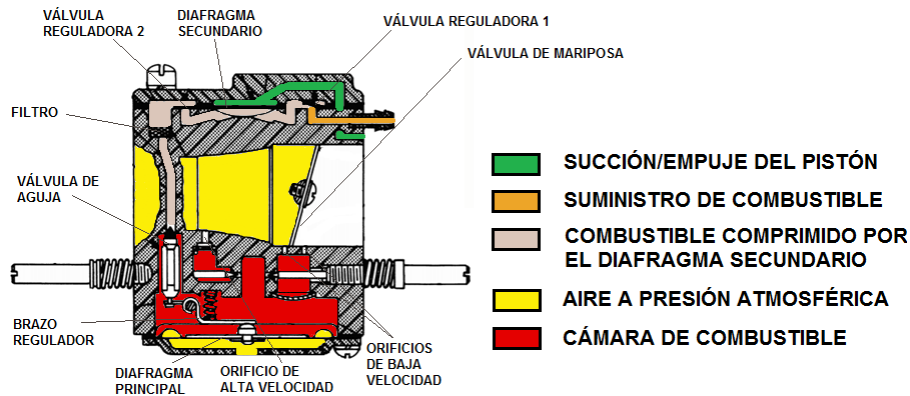


Figura 3.2. Carburador (2).

Inicialmente, el combustible se encuentra en el depósito, y la bomba de combustible lo dirige hacia el carburador. En el motor, debajo del pistón hay un volumen de aire, el cual varía a medida que el pistón sube y baja. Cuando el pistón sube, el volumen aumenta y crea una succión, haciendo que el diafragma secundario del carburador se eleve. Esto provoca que se abra la primera válvula reguladora, permitiendo la entrada de combustible en la cámara de retención. Cuando el pistón baja, comprime el aire que se encuentra debajo del mismo, presionando el diafragma secundario, y haciendo que el combustible se comprima. La primera válvula reguladora se cierra, mientras que la segunda válvula se abre, haciendo que el combustible pase a través del filtro. A continuación, se dirige al conjunto de la válvula de aguja y seguidamente a la cámara de combustible, la cual consta de un diafragma principal. La parte inferior del diafragma está en contacto con el aire a presión atmosférica. Cuando la presión dentro de la cámara de combustible es baja, el diafragma se flexiona hacia arriba, el cual hace rotar un brazo regulador. Al rotar el brazo, la válvula de aguja desciende, permitiendo la entrada de combustible en la cámara. A medida que el combustible llena la cámara, la presión se iguala, el diafragma vuelve a su posición de reposo y la válvula de aguja se cierra para impedir el flujo de combustible.

Mientras el motor está en funcionamiento, pero no se acciona el acelerador (fase conocida como ralentí), la válvula de mariposa se encuentra levemente inclinada, aunque apenas permite la circulación del flujo del aire atmosférico. El único camino que puede seguir el flujo es introducirse en el primer orificio de baja velocidad. Dicho flujo se combina con el combustible, la mezcla sale por el segundo orificio y se dirige hacia el motor.

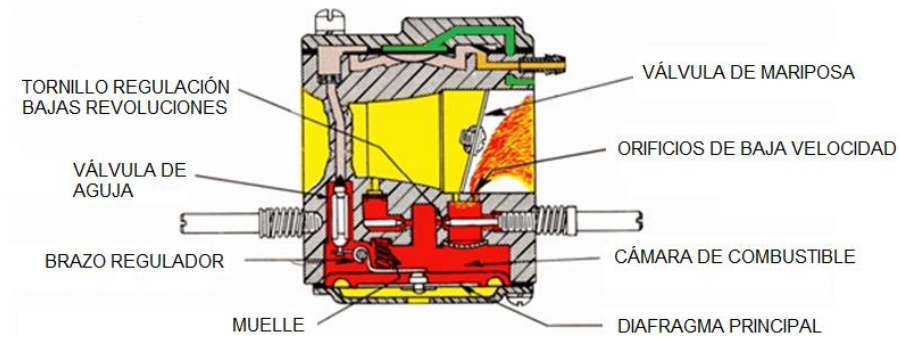


Figura 3.3. Carburador en la fase de ralentí (2).

Al presionar levemente el acelerador, se inclina la válvula de mariposa. En este caso, el flujo ya puede circular por el conducto principal. Esto permite que el primer orificio de baja velocidad, por donde anteriormente circulaba el flujo de aire, también libere combustible. Al generarse un flujo de aire a gran velocidad, se genera una zona de baja presión en el conducto principal. Dicha presión es menor que la existente en la cámara de combustible, por lo que el combustible tiende a subir y mezclarse con el aire.

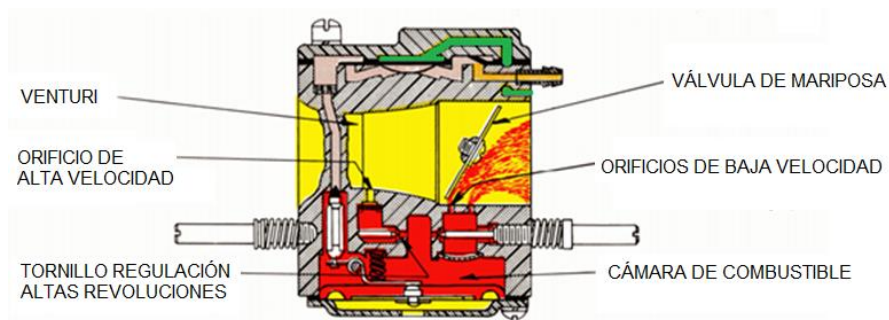


Figura 3.4. Carburador al presionar levemente el acelerador (2).

Si se sigue presionando el acelerador, se crea un flujo de aire mayor, generando en el estrechamiento del carburador el efecto Venturi. Es decir, al pasar por la garganta, el flujo de aire aumenta la velocidad y disminuye la presión, succionando combustible del orificio de alta velocidad. Esto hace que el flujo de aire reciba combustible de los orificios de baja y alta velocidad, aportando más combustible al motor, y, en consecuencia, aumentando las revoluciones del mismo. Al aumentar las revoluciones, el volumen de aire situado debajo del pistón varía más rápido que cuando el motor está a ralentí, haciendo que el diafragma secundario se deforme más rápidamente. A su vez, el diafragma aumentará el flujo hacia la cámara de combustible, ya que, al aumentar las revoluciones, la necesidad de combustible es mayor.

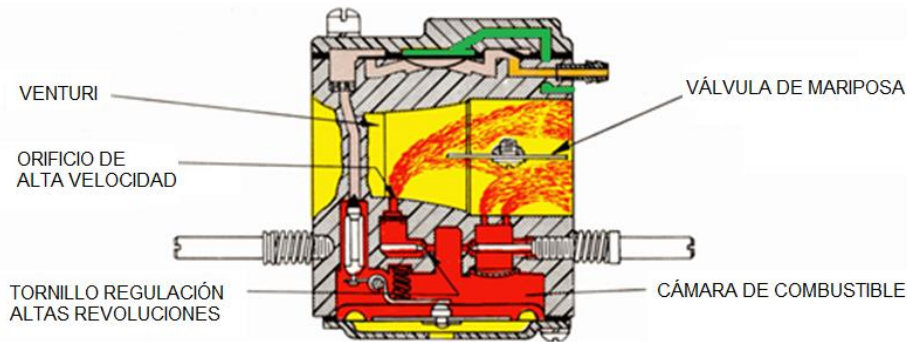


Figura 3.5. Carburador con el acelerador presionado al máximo (2).

El carburador dispone de 2 tornillos de aguja para regular el caudal de combustible. El tornillo derecho modifica la mezcla de combustible a bajas revoluciones, mientras que el tornillo del lado izquierdo ajusta las altas revoluciones. Los tornillos afectan las líneas de combustible, ya que el apriete reduce la velocidad del flujo de combustible y se obtiene una mezcla menos enriquecida. Si se aflojan los tornillos, aumenta el flujo de combustible y, por lo tanto, se obtiene una mezcla más enriquecida. La carburación cambia dependiendo de la temperatura ambiente: cuanto más frío, más se deben aflojar los tornillos para enriquecer la mezcla.

Para ajustar el carburador a bajas revoluciones, si al presionar levemente el acelerador, el motor tarda en subir de revoluciones y sale mucho humo por el escape, significa que la mezcla tiene demasiado combustible. Por lo tanto, es necesario apretar el tornillo derecho hasta que la progresión de las revoluciones sea correcta. Si se presiona el acelerador, y hay un retraso en la subida de revoluciones, pero tras unos segundos el kart acelera bruscamente, la carburación es pobre y es necesario aflojar el tornillo para aumentar el caudal.

Una vez que se ha alcanzado un ajuste óptimo a bajas revoluciones, se ha de ajustar el tornillo izquierdo. Si al final de la recta el motor no alcanza las revoluciones máximas, significa que la mezcla no es adecuada y se ha de apretar o aflojar el tornillo hasta encontrar el punto óptimo de funcionamiento.

3.2. Motor

El motor seleccionado es monocilíndrico de 2 tiempos. Dicho motor realiza las 4 fases (admisión, compresión, explosión y escape) en un solo giro del cigüeñal, a diferencia de los motores de 4 tiempos. Además, los motores de 2 tiempos no necesitan el sistema de distribución de los motores de 4 tiempos. Por lo tanto, no incorpora válvulas, muelles, levas ni correas de distribución. En su lugar dispone de unos orificios denominados lumbreras, los cuales son controlados por el propio pistón. Otra de las diferencias es que, en el motor de 4 tiempos, el cárter aloja el aceite necesario para la lubricación,

mientras que, en el motor de 2 tiempos, el aceite se introduce en el depósito de combustible, de modo que ambos se mezclan. Una vez que el aceite llega al motor, se impregna por las diferentes partes móviles, aportando una lubricación correcta y evitando averías en el motor. Se recomienda usar un 5% de aceite respecto a la cantidad de combustible existente en el depósito.

El motor de 2 tiempos está compuesto por el pistón, el cual se desplaza linealmente en el interior del cilindro. La biela conecta el pistón con el cigüeñal, permitiendo transformar el movimiento lineal del pistón en el movimiento rotativo del cigüeñal. La culata es la parte superior del motor. Se encarga de sellar la cámara de combustión, y, además, aloja la bujía, la cual genera la chispa que hace explosionar la mezcla. Las fases del motor son las siguientes:

-Admisión-compresión: en la fase de admisión, el pistón se encuentra en el Punto Muerto Inferior (PMI), y empieza a ascender. Mientras tanto, la mezcla de aire y combustible entra en el cilindro a través de la lumbrera de admisión. Además, dicha mezcla permite expulsar los gases producidos en la combustión, y que aún no han abandonado el cilindro. El proceso de reemplazar los gases de la combustión por la mezcla se conoce como ‘scavenging’. El pistón sigue ascendiendo hasta que la lumbrera de admisión es bloqueada por el propio pistón. El movimiento ascendente continúa hasta un punto donde la lumbrera de escape también es bloqueada. En este instante, la cámara de combustión está completamente sellada, y el pistón sigue en movimiento ascendente, comprimiendo la mezcla.



Figura 3.6. Fase de admisión y compresión (3).

-Explosión-escape: el pistón sigue ascendiendo, y poco antes de alcanzar el punto más alto, denominado Punto Muerto Superior (PMS), la bujía genera una chispa, produciendo la explosión de la mezcla. El motivo por el cual se genera la chispa antes de alcanzar el PMS, es por el ligero retraso que se produce entre la generación de la chispa y la combustión completa de la mezcla, momento en el cual la presión generada es máxima. Dicha explosión empuja al pistón hacia abajo. Ahora el proceso es inverso a la fase de admisión. El pistón, al descender, llega a un punto donde deja libre la lumbrera de escape, permitiendo a los gases de la combustión salir del cilindro. El pistón sigue bajando, y llega a la lumbrera de admisión, la cual queda libre. La mezcla de aire y combustible entra en el cilindro, expulsando los gases de la combustión residuales, y la fase de admisión-compresión se repite de nuevo.



Figura 3.7. Fase de explosión y escape (3).

Como los motores de 2 tiempos no poseen válvulas, el diseño del sistema de escape tiene una gran importancia. El escape se diseña con una forma cónica creciente a la salida del motor. Cuando el pistón libera la lumbrera de escape, las ondas sonoras producidas en la explosión salen del motor, y recorren el escape hasta llegar a la segunda parte cónica, la cual tiene un estrechamiento (Figura 3.8).

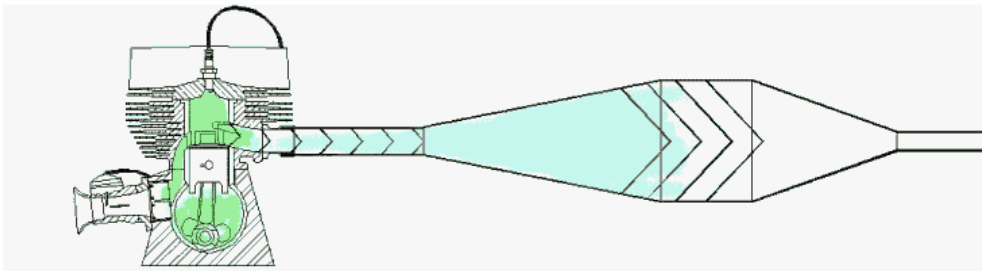


Figura 3.8. Ondas sonoras abandonando el motor (4).

Este efecto produce que las ondas sonoras reboten sobre la superficie cónica, haciendo que regresen al motor. Cuando las ondas llegan de nuevo a la lumbrera de escape, el motor se encuentra en la fase de admisión. La mezcla empuja los gases fuera, pero llega un instante en el cual ya no quedan gases. En un motor de 4 tiempos, simplemente se cerraría la válvula de escape, pero en el motor de 2 tiempos, al no existir dicha válvula, se produce una fuga de la mezcla del cilindro a través de la lumbrera de escape. En este instante es cuando las ondas sonoras que han regresado de nuevo al motor, se encargan de empujar la mezcla que intenta escapar del motor, hasta que el pistón bloquea la lumbrera de escape. Por lo tanto, el motor utiliza energía sónica para lograr la sobrealimentación, ya que, sin este sistema, se liberaría una elevada proporción de la mezcla sin ser utilizada en la explosión, haciendo que el motor fuese muy ineficiente.

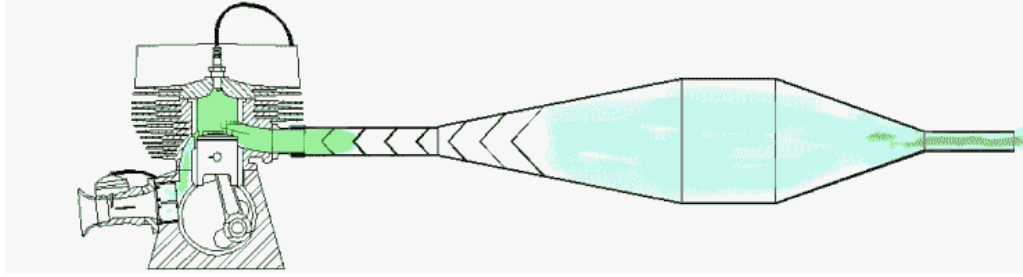


Figura 3.9. Ondas sonoras regresando al motor y empujando la mezcla que intenta salir (4).

3.2.1. Estudio termodinámico del motor

En la siguiente imagen, se observan los diagramas termodinámicos ideal y real de un motor de combustión de 2 tiempos:

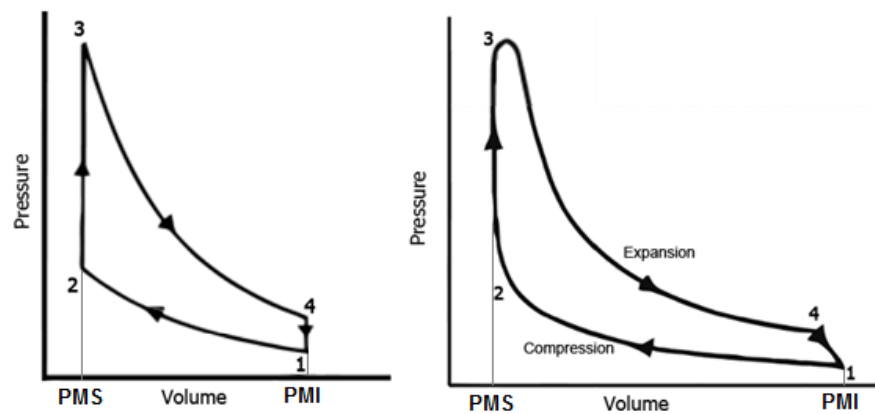


Figura 3.10. Ciclo ideal y ciclo real (5).

En el punto 1, el pistón se encuentra en el Punto Muerto Inferior. En este instante, el pistón empieza el movimiento ascendente, haciendo que el volumen disponible en el interior de cilindro disminuya. Por lo tanto, la mezcla se comprime y la presión se incrementa. Al llegar al punto 2, el pistón se encuentra en el Punto Muerto Superior. La bujía genera una chispa, produciendo la explosión de la mezcla, de modo que la presión y la temperatura aumentan de manera considerable. Al llegar al punto 3, la presión es máxima, ya que se ha producido la combustión completa de la mezcla. A partir de este instante, el pistón desciende. Así pues, el volumen disponible en el interior del cilindro aumenta, reduciendo la presión. Al llegar al punto 4, el pistón se encuentra en el Punto Muerto Inferior, y el calor residual en el interior del cilindro es eliminado por la mezcla que entra a través de la lumbrera de admisión.

En el ciclo termodinámico ideal se observa como el proceso de compresión 1-2 es adiabático. Durante este proceso, el pistón realiza un trabajo de compresión. El proceso 2-3 es isócoro, ya que el pistón se

encuentra en el Punto Muerto Superior cuando se produce la combustión de la mezcla. En este proceso se aporta calor debido a la explosión. El proceso 3-4 también es adiabático, y, en este caso, el pistón realiza un trabajo negativo, puesto que reduce la presión. Finalmente, el proceso 4-1 es isócoro, ya que el calor residual en el interior del cilindro se expulsa mientras el pistón se encuentra en el Punto Muerto Inferior.

En el diagrama real del ciclo, se observa como los procesos tienen pequeñas diferencias respecto al ciclo ideal. El proceso 1-2 no es completamente adiabático. Como se ha comentado anteriormente, hay un ligero retraso desde que se genera la chispa hasta que se produce la combustión completa. La chispa se genera antes de que el pistón alcance el PMS, y, por lo tanto, la combustión empieza a realizarse con anterioridad al punto 2. Por este motivo, el proceso 1-2 no es adiabático, ya que se empieza a aportar calor antes del punto 2 debido al inicio de la combustión. El proceso de combustión 2-3 tampoco es isócoro, ya que la combustión se inicia antes del PMS, y por lo tanto el volumen varía. Además, los procesos 1-2 y 3-4 no se pueden considerar adiabáticos, ya que se han de tener presentes las pérdidas de calor del sistema. Finalmente, el proceso 4-1 no es isócoro, puesto que, cuando la lumbrera de admisión queda libre, el pistón aún sigue descendiendo hacia el PMI. Durante este instante, el volumen de la cámara de combustión sigue aumentando, mientras la mezcla empuja los gases de la combustión, reduciendo así la temperatura del sistema.

3.3. Embrague centrífugo

El embrague se encuentra dentro de un conjunto formado por distintos componentes. Si se examina el sistema de izquierda a derecha (Figura 3.11), uno de los primeros elementos que se observan es el piñón del motor, el cual transmite mediante una cadena el movimiento del cigüeñal al eje trasero del kart. Este piñón es muy importante, ya que se pueden variar el número de dientes del mismo para ajustar la transmisión de par desde el motor al eje trasero.

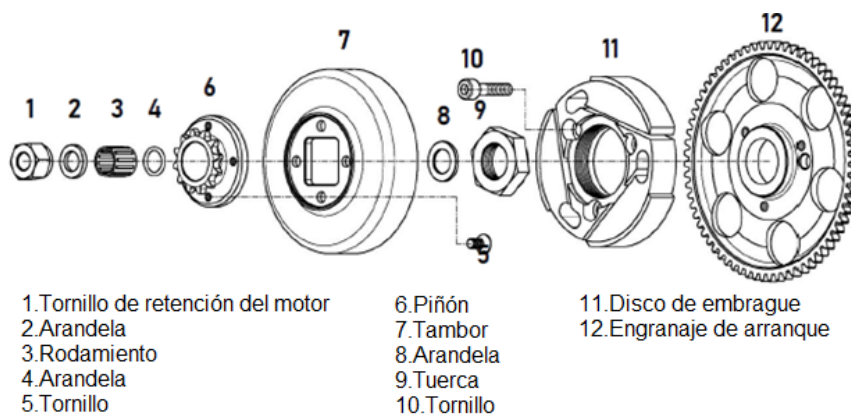


Figura 3.11. Componentes del embrague centrífugo (6).

Además, también se observan que los elementos del 1 al 5 se encargan de mantener una fijación correcta del piñón al tambor. El tambor es el siguiente elemento del sistema, el cual aloja en su interior el disco de embrague. Este disco se fija mediante tornillos al engranaje de arranque. Cuando el motor está en funcionamiento, el eje del cigüeñal rota. Esta rotación se transmite al engranaje de arranque, y, en consecuencia, al disco de embrague. A bajas revoluciones, solo giran estos dos elementos. El tambor y el piñón están en reposo, y no se transmite el movimiento al eje trasero. Por lo tanto, el kart permanece quieto. Al aumentar las revoluciones, a unas 4000 RPM aproximadamente, el disco de embrague tiende a expandirse, debido a la fuerza centrífuga, hasta que las zonas de alta fricción que posee el disco contactan con el tambor. En este instante, el tambor empieza a rotar. Como el piñón está fijado al tambor, este también rota, transmitiendo el movimiento a la cadena, y haciendo que el eje trasero rote, provocando el desplazamiento del kart.

El material de alta fricción del disco de embrague, al estar en contacto con otra superficie, es propenso al desgaste. El espesor mínimo del material de fricción aconsejado es de 1.5 mm, ya que, si se reduce por debajo de este valor, es posible que el disco de embrague no realice la suficiente fuerza de fricción.

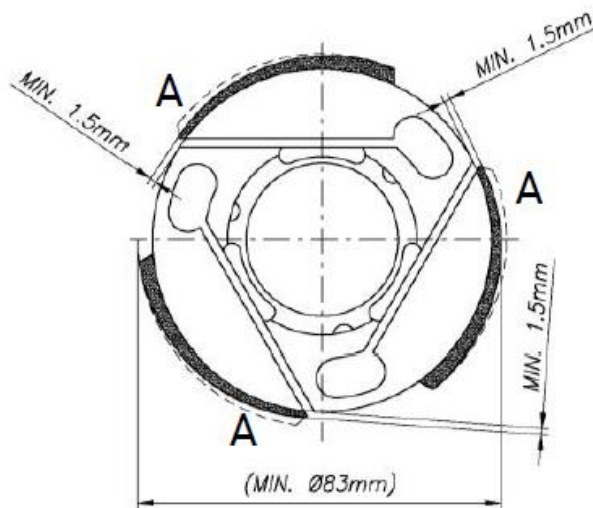


Figura 3.12. Disco de embrague (6).

3.4. Sistema eléctrico

El circuito eléctrico está formado por los interruptores de inicio y parada, la batería, el motor de arranque, el estator, el rotor, la bobina y la bujía. A continuación, se muestra un esquema con los componentes nombrados, y una explicación del sistema de arranque y encendido.

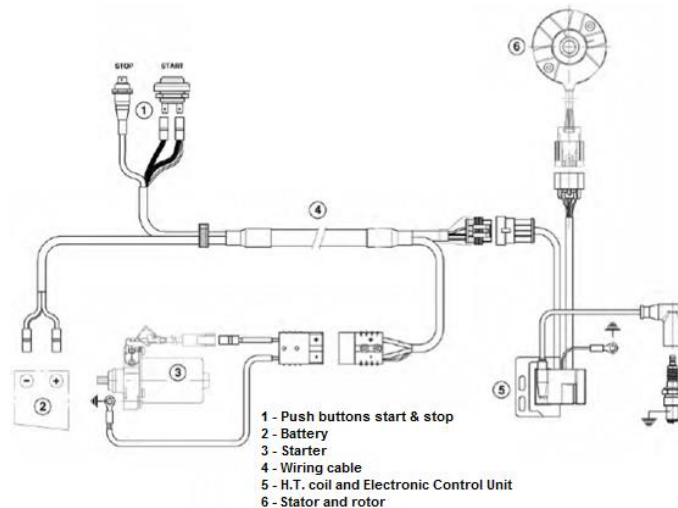


Figura 3.13. Esquema del sistema eléctrico (6).

3.4.1. Sistema de arranque

El motor de arranque se utiliza para poner en marcha el motor de combustión, y se comporta como un motor de corriente continua. La carcasa es la parte fija del sistema. Dicha carcasa cumple la función del estator, y consta de 2 imanes, los cuales generan un campo magnético constante. Dentro de la carcasa se sitúa el elemento móvil, denominado rotor, el cual consta de espiras.



Figura 3.14. Carcasa con los dos imanes y el rotor (7).

En la Figura 3.15 se observan los 2 imanes de la carcasa generando un campo magnético, representado con las líneas amarillas. En la parte central, hay un conjunto de espiras, conectadas en sus extremos a unos semianillos, denominados delgas, los cuales también rotan. Una de las delgas está conectada al terminal positivo de la batería, mientras que la otra delga está conectada al terminal negativo. Ambas delgas, al rotar, están en contacto con una de las 2 escobillas, las cuales transmiten la diferencia de potencial de la batería.

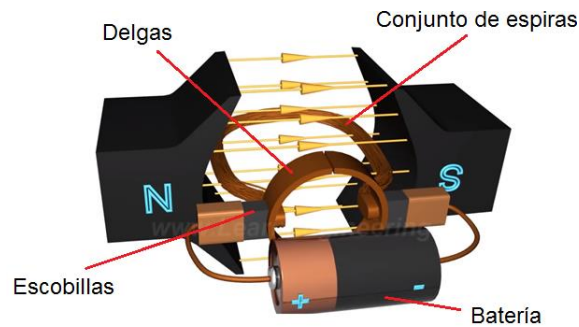


Figura 3.15. Componentes del motor de arranque (8).

La corriente, cuando fluye a través de las espiras, genera una fuerza electromagnética debida a la ley de Lorentz. Si en el interior de un campo magnético existe una carga eléctrica en movimiento, dicha carga sufre una fuerza. El vector resultante de la fuerza se obtiene con la fórmula de Lorentz, donde q es el valor de la carga, v la velocidad y B el valor del campo magnético.

$$\vec{F} = q\vec{v} \times \vec{B}$$

Figura 3.16. Ley de Lorentz y sentido de la fuerza resultante (9).

Así pues, aplicando la ley de Lorentz, se observa en la Figura 3.17 que aparecen fuerzas opuestas en los 2 extremos de las espiras, provocando la rotación de las mismas.

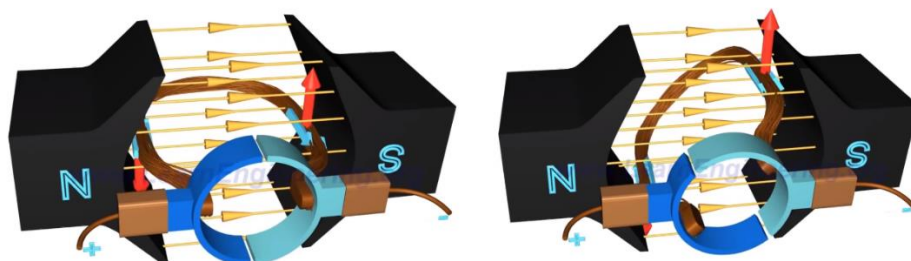


Figura 3.17. Rotación de las espiras por el efecto de la fuerza de Lorentz (8).

La fuerza de Lorentz generada hace que el conjunto de espiras rote hasta colocarse en posición vertical. En este instante, la fuerza generada no puede hacer rotar las espiras, ya que se mantiene siempre vertical. Cuando las espiras se encuentran en dicha posición, las delgas cambian de escobillas. El sentido de la corriente se invierte, y, por lo tanto, el sentido de la fuerza también. Esto hace que las espiras vuelvan a rotar.

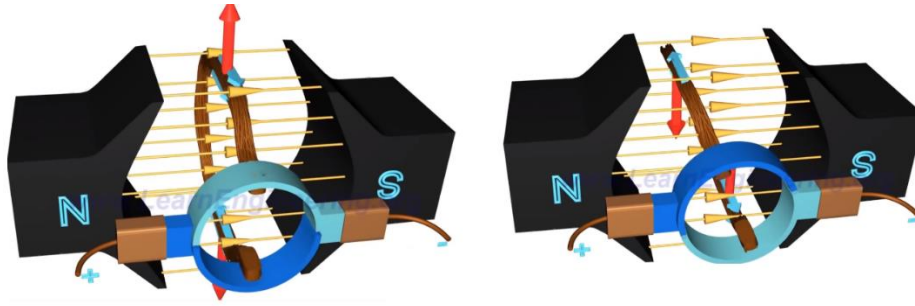


Figura 3.18. Cambio de sentido en la fuerza de Lorentz (8).

Este efecto hace que la velocidad de rotación sea muy alta cuando las espiras están en horizontal, mientras que cuando las espiras están en vertical el movimiento es casi nulo. Esto haría que el movimiento del rotor fuese muy irregular, y, por este motivo, una de las soluciones es introducir otro conjunto de espiras, con sus correspondientes delgas. De este modo, cuando un conjunto de espiras esté en vertical, el otro conjunto estará en el plano horizontal, y, por lo tanto, el rotor tendrá un movimiento de rotación más constante.

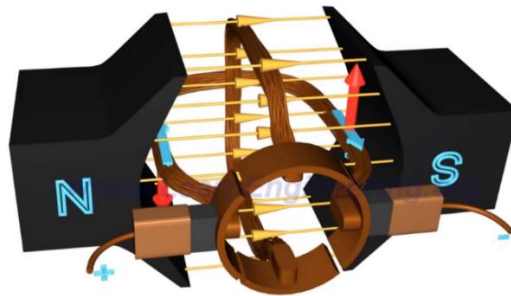


Figura 3.19. Rotor con 2 conjuntos de espiras y 4 delgas (8).

Si se introducen más conjuntos de espiras, el movimiento que se obtiene es más uniforme. Por este motivo, los rotores están compuestos por varios conjuntos de espiras. En el motor de arranque utilizado en el kart de este proyecto, el rotor consta de 5 conjuntos de espiras (Figura 3.14), y, por lo tanto, de 10 delgas, ya que cada conjunto necesita 2 delgas, una para cada terminal de la batería.

En la Figura 3.20, se observa el piñón del motor de arranque en la parte izquierda. Dicho piñón está situado en el extremo de las espiras. Por lo tanto, cuando las espiras giran mediante el procedimiento

visto anteriormente, el piñón también gira. Este movimiento hace rotar el engranaje de arranque, situado en la parte derecha, el cual forma parte del conjunto del embrague centrífugo, mostrado en la Figura 3.11.

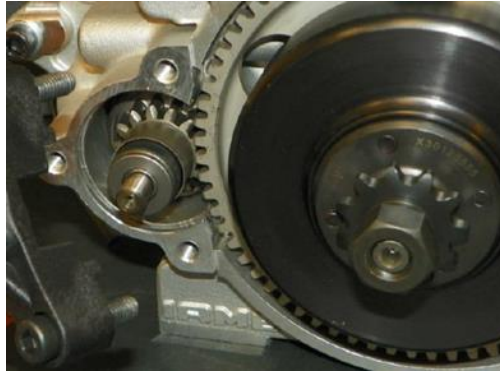


Figura 3.20. Piñón del motor de arranque y engranaje de arranque (10).

El piñón del motor de arranque no puede estar permanentemente en contacto con el engranaje de arranque, ya que al ponerse en marcha el motor, las espiras girarían constantemente, produciendo un desgaste prematuro de las delgas y escobillas. Por este motivo, el piñón del motor de arranque consta de un sistema denominado 'Bendix'. Inicialmente, el piñón está desacoplado del engranaje. Al presionar el botón de inicio, el motor de arranque es alimentado por la batería, produciendo la rotación de las espiras. Al producirse la rotación, el piñón se desplaza axialmente a través de una zona roscada que contiene el eje. Este movimiento axial se combina con un movimiento angular por el hecho de desplazarse sobre la rosca. El piñón sigue desplazándose con el movimiento axial y rotativo hasta llegar al engranaje de arranque. En este instante, el piñón se acopla al engranaje, produciendo la rotación del cigüeñal y poniendo en marcha el motor. Cuando el motor adquiere las suficientes revoluciones, el engranaje de arranque gira más rápido que el piñón. Por lo tanto, el piñón vuelve a rotar axialmente sobre el eje, pero esta vez en sentido contrario, produciendo así el desacople del piñón. Como el motor de combustión está en funcionamiento, el motor de arranque ya no es necesario. Por consiguiente, ya no recibe alimentación de la batería, y el piñón sigue desplazándose hasta llegar a la posición inicial de reposo.



Figura 3.21. Mecanismo Bendix (11).

3.4.2. Sistema de encendido

El sistema de encendido consta de varios componentes. El estator dispone de 4 bobinas, de las cuales 3, conocidas como bobinas de excitación, cargan un condensador. La bobina superior, denominada bobina de activación, es la encargada de liberar el voltaje acumulado para generar la chispa. Dicha bobina es un sensor Hall. El rotor, situado en el centro del estator, está acoplado al eje del cigüeñal, y consta de 2 polos norte y 2 polos sur.

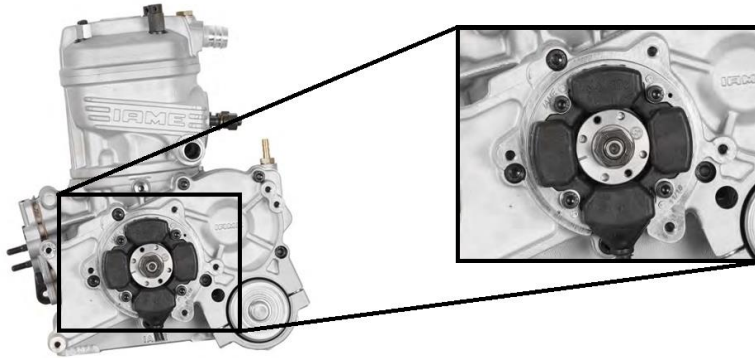


Figura 3.22. Rotor situado en la parte central y estator compuesto por las cuatro bobinas (6).

Para facilitar la explicación, solo se tendrá en cuenta una bobina de excitación y la bobina de activación superior (sensor Hall). En la Figura 3.23 se observa que, cuando el polo sur del rotor coincide con una de las bobinas de excitación, se genera un campo magnético, el cual produce una corriente que atraviesa el diodo d1 y carga el condensador. Además, el rotor costa de un orificio, el cual se encarga de generar un campo magnético en el sensor Hall. De momento, como se puede observar, el orificio aún no está alineado con el sensor Hall. Por lo tanto, no realiza ningún efecto.

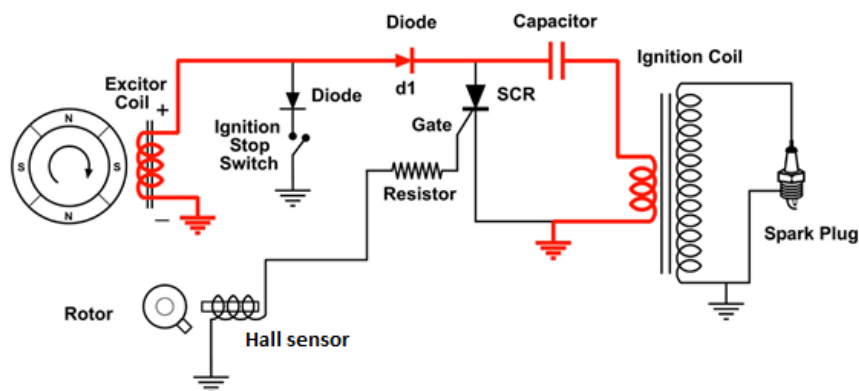


Figura 3.23. Carga del condensador (12).

Cuando el rotor tiene un polo norte, o bien un punto intermedio entre polo norte y sur encarado hacia la bobina de excitación, no se genera un campo magnético suficiente como para generar una corriente que atraviese el diodo y pueda cargar el condensador. Por lo tanto, el diodo se desactiva, y el condensador mantiene la carga adquirida durante el proceso de excitación. Como se ha visto en la figura Figura 3.22, hay 3 bobinas de excitación. Por lo tanto, siempre habrá, como mínimo, una bobina creando la corriente necesaria como para abrir el diodo correspondiente y cargar el condensador. El orificio pequeño sigue sin estar alineado con el sensor Hall, de modo que no se genera corriente.

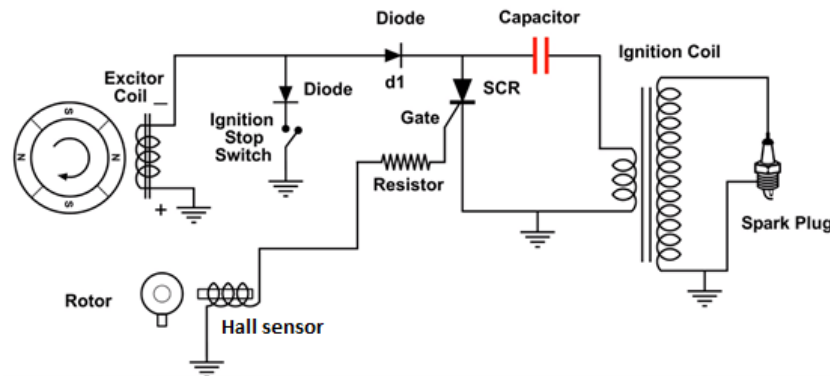


Figura 3.24. La bobina de excitación de referencia no carga el condensador en esta fase (12).

Cuando el polo sur vuelve a encararse con la bobina de excitación de referencia, se vuelve a generar una corriente que atraviesa el diodo y el condensador se vuelve a cargar.

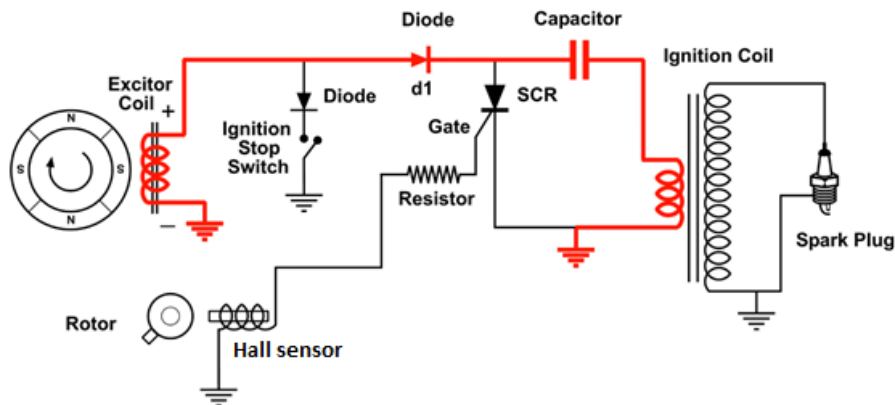


Figura 3.25. Segunda fase de carga del condensador (12).

Como se observa en la Figura 3.26, el condensador se encuentra completamente cargado. Cuando el orificio del rotor coincide con el sensor Hall, se induce un campo magnético, generando una corriente, la cual pasa por la resistencia y llega al diodo SCR. Dicho diodo consta de una entrada, conocida como puerta. Cuando el orificio pasa por delante del sensor Hall, se genera un voltaje de 0.7 Volts, necesario para abrir la puerta del diodo SCR.

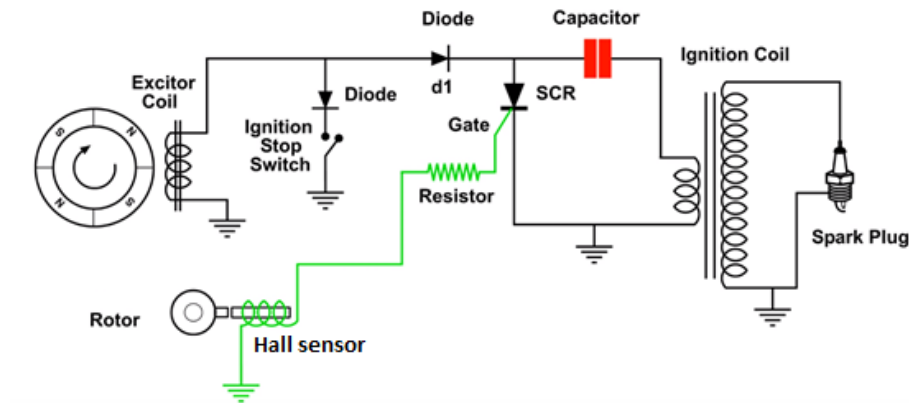


Figura 3.26. Activación del diodo SCR (12).

Cuando el diodo SCR se activa, todo el potencial almacenado en el condensador se libera, y se genera una diferencia de potencial en la bobina secundaria. Esta diferencia de potencial se transmite a la bobina primaria, y como dicha bobina tiene más vueltas, el voltaje generado es mayor. Una vez se ha generado el voltaje necesario en la bobina primaria, se genera una chispa en la bujía, produciendo la combustión de la mezcla.

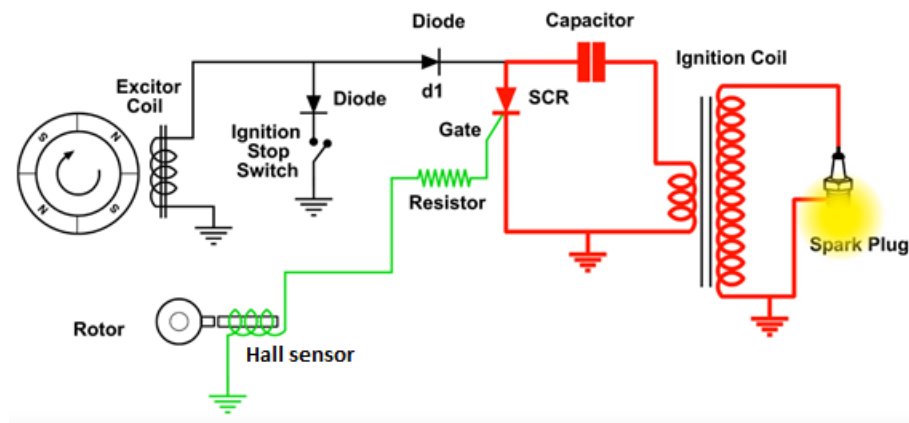


Figura 3.27. Generación de la chispa en la bujía (12).

Finalmente, si se quiere detener el motor del kart, se deberá pulsar el botón de detención, haciendo que la carga generada por el rotor se desvíe a través del diodo de parada. Por lo tanto, sin chispa en la bujía no se genera la combustión de la mezcla, y sin la combustión el motor se detiene.

3.5. Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración del kart está compuesto por el radiador, bomba de agua, conductos de refrigeración y el termostato, el cual es una válvula que modifica la trayectoria del refrigerante dependiendo de la temperatura. A baja temperatura, el termostato impide el paso del refrigerante al radiador. Sin embargo, al aumentar la temperatura, el termostato se expande, obligando al refrigerante a circular a través del radiador.

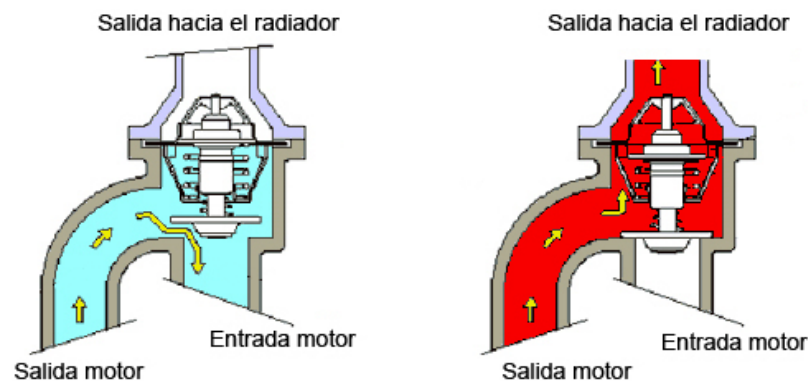


Figura 3.28. Termostato a baja y alta temperatura (13).

Así pues, al poner en marcha el kart, el motor se encuentra a una temperatura baja. Por lo tanto, el termostato se encuentra cerrado, y el refrigerante no circula a través del radiador. En este caso, el refrigerante no evacúa calor del motor. Cuando el motor lleva un cierto tiempo en funcionamiento, y el refrigerante alcanza una temperatura de aproximadamente 45 grados, el termostato permite la circulación hacia el radiador. En este caso, el refrigerante absorbe el calor generado en el motor y lo libera en el radiador, gracias al flujo de aire que incide sobre el mismo.

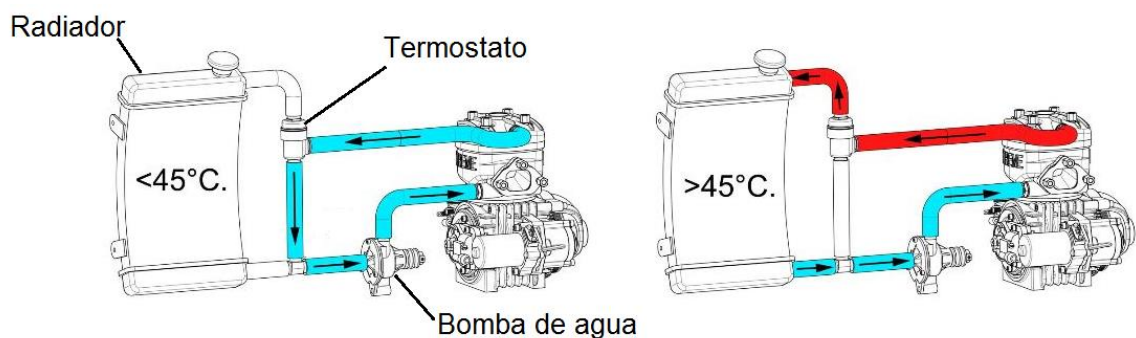


Figura 3.29. Ciclo de refrigeración a baja y alta temperatura (14).

3.6. Sistema de transmisión

El piñón situado en el exterior del tambor, mostrado en la Figura 3.11, es el encargado de transmitir el movimiento del cigüeñal al eje trasero. Dicho piñón va fijado al tambor y, por lo tanto, hasta que el disco de embrague no se acople al tambor, el piñón no girará, y el kart se mantendrá en reposo. Mediante una cadena, se transmite el movimiento al engranaje del eje trasero, denominado corona. Se puede variar el número de dientes tanto del piñón como de la corona, para variar la transmisión de par del motor al eje trasero. Sin embargo, un aspecto importante para determinar la relación de transmisión necesaria es el peso del kart, el cual se desconoce. Por lo tanto, la elección de los engranajes se realizará una vez que se conozca el peso total del kart.

Otro de los aspectos que determina la salida de par del motor es el diámetro del neumático. Si se escoge un neumático muy pequeño, la altura del chasis será demasiado baja, provocando que en zonas bacheadas la parte inferior roce con el asfalto. La anchura del neumático es otro factor importante, ya que afecta a la tracción y a la resistencia de rodadura. Los neumáticos traseros tienen un diámetro y una anchura mayor, ya que transmiten el par del motor, y, por lo tanto, al aumentar la envergadura, mejora la tracción del kart, aunque también aumenta la resistencia a la rodadura. Existe una amplia gama de neumáticos, y se ha decidido escoger unos neumáticos con unas medidas estándar, es decir, que no sean excesivamente grandes ni pequeños. Se ha optado por los neumáticos del fabricante MOJO. Concretamente, se ha seleccionado el modelo D2-XX, ya que es un compuesto más duro, y aunque ofrece peores prestaciones, es menos costoso y más duradero. Este modelo consta de un diámetro de 11" en los neumáticos traseros, y un diámetro de 10" en los neumáticos delanteros. La anchura es de 7,1" en los neumáticos traseros, y de 4,5" en los neumáticos delanteros. Las llantas seleccionadas son del fabricante Douglas, y realizadas con aluminio. Existen llantas de magnesio, con un peso más reducido, pero con un coste mayor. Por lo tanto, no se considera necesario adquirir llantas de magnesio. Finalmente, cabe destacar que las llantas delanteras constan de rodamientos, lo cual facilitará el montaje de las ruedas al buje que se diseñará más adelante.



Figura 3.30. Neumáticos y llantas seleccionados (15)(16).

4. Chasis

El chasis es el elemento estructural, y debe ser diseñado para alojar todos los elementos que componen el kart. Está formado por tubos, ya que permiten ahorrar una gran cantidad de peso y ofrecen mejores propiedades de torsión en comparación a una barra maciza.

El objetivo principal es diseñar un kart que se adapte a la posición de conducción, para asegurar la comodidad del piloto. Por lo tanto, la ergonomía es el punto de partida del diseño. Las piernas han de estar ligeramente dobladas, formando un ángulo de aproximadamente 120 grados, ya que, si están demasiado estiradas o flexionadas, la conducción resulta incómoda. La flexión en los brazos también ha de ser de unos 120 grados. La inclinación del tronco debe ser de unos 15 grados respecto a la línea vertical, para evitar que en las frenadas el cuerpo se desplace demasiado hacia delante. Además, esta inclinación es útil para apoyar el peso del cuerpo sobre el respaldo y conducir en una posición más relajada.

La media de altura en España es de 1.76 metros. Por lo tanto, se emplea un modelo de persona (17) con esta altura y con las medidas corporales promedio correspondientes a dicha altura. También se ha diseñado el asiento, el cual está compuesto por fibra de vidrio, concretamente fibra de tipo E. El asiento tiene un grosor de 10mm, y se ha dejado un espacio de 20mm entre la superficie del asiento y el cuerpo del piloto, para permitir cierta libertad de movimiento. Además, se ha diseñado de modo que la parte inferior termina aproximadamente a mitad de los muslos, para que el piloto pueda reposar dicha parte sobre la superficie si lo desea. El proceso de fabricación del asiento se explica detalladamente en el Anexo A.

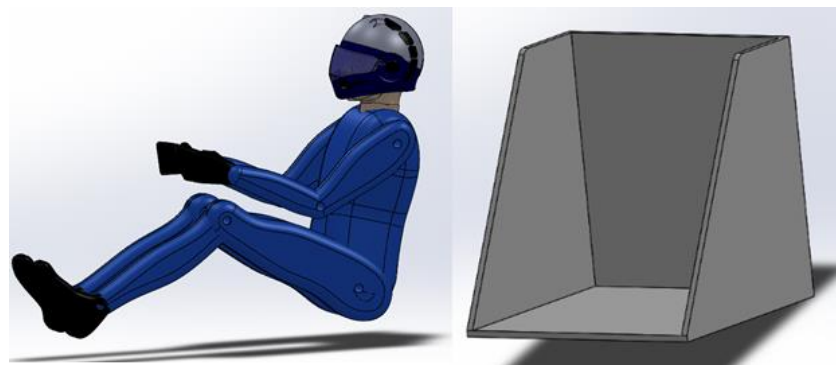


Figura 4.1. Modelo de persona que se empleará en el proyecto y diseño del asiento.

El piloto es el elemento más pesado del kart. Por lo tanto, su posición resulta fundamental para el reparto de pesos. Como punto de partida se diseña el kart colocando al piloto en el eje de simetría, y lo más centrado posible entre las ruedas delanteras y traseras, para que ambas resistan aproximadamente el mismo peso.

El siguiente paso es decidir la disposición de los distintos elementos. El motor (18) es uno de los elementos con mayor peso, por lo tanto, su ubicación también es importante. Una posible solución sería colocar el motor en el eje de simetría, al igual que el piloto, para mantener centrado el peso del kart. Realmente esto no es posible, ya que, si se coloca el motor en el eje de simetría, el escape sobresaldría del chasis, lo cual sería peligroso, ya que podría golpear a otros pilotos. Además, otro problema es que el kart sería demasiado largo, perjudicando a la maniobrabilidad del mismo. Por este motivo, el motor se coloca en uno de los laterales del chasis, lo más cerca posible del eje de simetría. Habitualmente, el motor se coloca en el lado izquierdo, tomando como referencia la vista frontal del kart. Así pues, el filtro del aire y el escape también deben ir en esta zona. El radiador (19) se sitúa en el lado contrario, ya que, si se coloca anexo al motor, la anchura del kart sería demasiado grande. La batería también se situará en el lado derecho, debido a que hay más espacio disponible. Finalmente, el depósito de combustible se coloca debajo de las piernas del piloto y justo en el eje de simetría del kart puesto que, al llenar el depósito el kart pesa más, y a medida que se vacía disminuye su masa. Si se coloca en uno de los laterales del kart, este cambio en el peso haría que el comportamiento del kart variase en cada vuelta, ya que el centro de gravedad se iría desplazando al vaciarse el depósito. Además, la mejor ubicación es cerca del eje delantero, para repartir mejor el peso, puesto que el eje trasero soporta en mayor medida el peso del piloto y el motor.

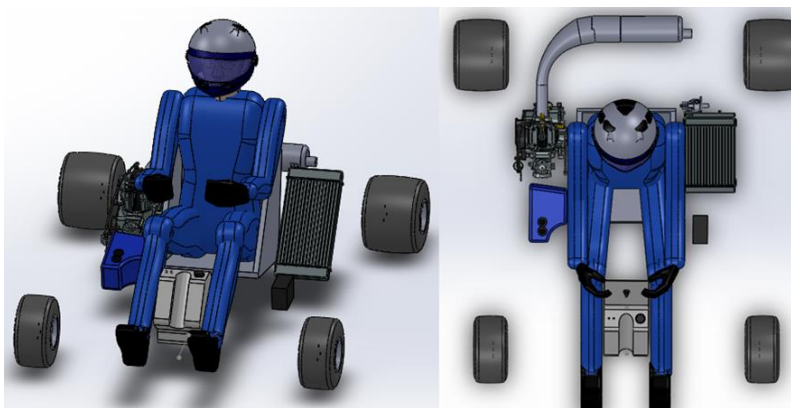


Figura 4.2. Disposición de los distintos componentes.

El chasis debe ir lo más bajo posible para disminuir la altura del centro de gravedad, obteniendo de este modo mejores prestaciones en el paso por curva. Se ha decidido que la altura entre el suelo y la estructura sea de aproximadamente 55mm. Como la altura del chasis es inferior a la altura del centro de los neumáticos, es necesario elevar el chasis en la zona delantera para poder conectarlo con los

neumáticos delanteros. En la parte trasera, será necesario crear unas estructuras de soporte donde irá alojado el eje trasero, aunque de momento, el diseño de dicho eje no es posible, ya que es necesario conocer el peso total. Por lo tanto, teniendo en cuenta todos los aspectos comentados anteriormente, el primer diseño del chasis es el siguiente.

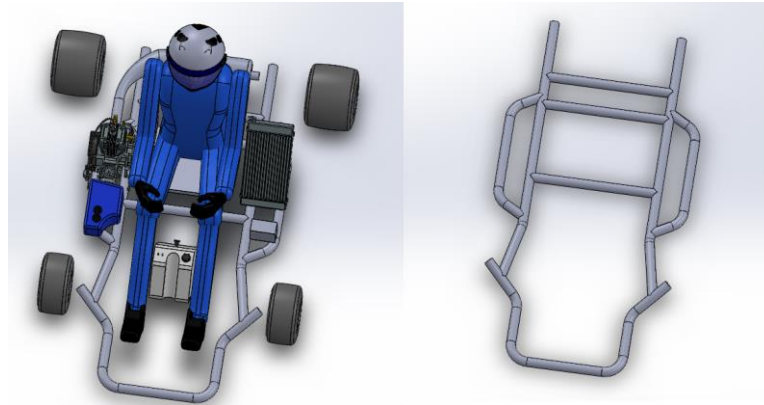


Figura 4.3. Primer diseño del chasis.

4.1. Materiales

Como se ha comentado anteriormente, uno de los objetivos en el diseño es la ergonomía. Una vez que se ha realizado un primer diseño del chasis, otro de los objetivos debe ser la seguridad del piloto. Por lo tanto, el siguiente paso es hacer una selección de los posibles materiales que pueden ser aptos, y realizar simulaciones de impactos para ver cómo se deforma la estructura, y que en ningún caso se deforme lo bastante como para poner en peligro al piloto. Se realizarán simulaciones de impactos frontales y laterales, ya que son los accidentes más comunes.

El aluminio se descarta, ya que el proceso de soldadura con este material requiere de una habilidad alta. Es importante que los materiales candidatos tengan una buena soldabilidad, ya que muchos elementos se unirán mediante dicho método. Además, el aluminio tiene menor resistencia que el acero, y, por lo tanto, se necesitará un perfil tubular más grande para resistir la misma fuerza que una estructura de acero.

Por este motivo, los materiales seleccionados serán de acero. Uno de los materiales más utilizados para la construcción del chasis es el 25CrMo4, y, en consecuencia, será uno de los materiales que se considerarán como candidatos. Es una aleación de cromo-molibdeno, la cual ofrece buenas prestaciones, aunque su principal inconveniente es el elevado coste. Como es un material más complejo, una de las dificultades ha sido encontrar un proveedor. Algunos fabricantes solo venden a empresas, mientras que otros obligan a realizar pedidos con cantidades mínimas de material demasiado elevadas para el objetivo de este proyecto. La empresa seleccionada es Chassis Parts.

Como el elevado coste es una de las desventajas del acero 25CrMo4, otra de las opciones es utilizar aceros al carbono, los cuales son más comunes. Generalmente el coste es menor, aunque las propiedades mecánicas también son menores. Esto implica que los tubos deberán tener un mayor espesor y/o diámetro, lo cual hace que el chasis tenga un mayor peso. Hay multitud de aceros al carbono, aunque los más aptos para la construcción del chasis son los que corresponden al grupo de construcción de estructuras, denominados con la letra E y la letra S. Los más comunes son el E295, E335, E360, S235, S275 y S355. Aproximadamente todos tienen las mismas características, a excepción del límite elástico y de rotura. Estas dos propiedades son las que diferencian los distintos tipos de acero. Concretamente, uno de los aspectos más importantes es el límite elástico, ya que a partir de este punto el acero empieza a plastificar y se puede llegar al punto de rotura. La nomenclatura de este tipo de aceros consta de la letra inicial, y de un valor que suele indicar el límite elástico. Por ejemplo, el acero E355 pertenece al grupo E, y consta de un límite elástico de 355 MPa. Por lo tanto, si se escoge un acero con un bajo valor del límite elástico, el coste será menor, aunque se necesitará más espesor y/o diámetro para cumplir con los requisitos de seguridad, lo cual incrementará el peso. En consecuencia, se ha de buscar un equilibrio entre coste y prestaciones mecánicas. Los aceros del grupo E no tienen limitaciones en la composición. Este hecho hace que no se asegure una buena soldabilidad ni la facilidad en el doblado de los tubos, dos factores importantes en la fabricación del chasis. Así pues, se opta por escoger aceros del grupo S, y el fabricante seleccionado es Marcegaglia. Para tener una idea más clara sobre que acero elegir, en la Tabla 4.1 se recoge el precio por metro de 3 secciones seleccionadas al azar, para comprobar la diferencia de coste entre los diferentes materiales.

Tabla 4.1. Coste de los distintos aceros en €/m para las secciones elegidas.

Sección (mm)	S235JR	S275J0	S355J2
30x1,5	1,2	1,24	1,31
32x2	1,55	1,6	1,7
35x2,5	2,06	2,13	2,26

Si se analiza la tabla, se observa que la diferencia de costes es baja en relación a las propiedades mecánicas. Por este motivo, se escoge el acero S355J2. Dentro del grupo de los aceros denominados con la letra S, se pueden elegir distintos grados (JR, J0 y J2). Estos valores hacen referencia al valor de resiliencia obtenido a distintas temperaturas, siendo el menor resistente JR y el mayor J2. Otro de los aspectos remarcables es que la soldabilidad es creciente desde JR hasta J2. El grado de soldabilidad JR se aplica en construcción ordinaria, mientras que el grado J2 se emplea en construcciones que exigen una alta soldabilidad. Un grado JR sería suficiente para el alcance de este proyecto, pero el fabricante seleccionado ofrece el acero S355 con una calidad estándar J2. Por lo tanto, el acero S355 seleccionado

tendrá un grado J2. A continuación, se muestran las tablas con las características de los 2 aceros candidatos para elaborar el chasis:

Tabla 4.2. Propiedades del acero 25CrMo4.

25CrMo4	Valor	Unidades
Módulo elástico	210	GPa
Coeficiente de Poisson	0.28	
Módulo cortante	79	GPa
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de rotura	720	MPa
Límite elástico	600	MPa
Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	1/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)

Tabla 4.3. Propiedades del acero S355J2.

S355J2	Valor	Unidades
Módulo elástico	210	GPa
Coeficiente de Poisson	0.28	
Módulo cortante	79	GPa
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de rotura	470	MPa
Límite elástico	355	MPa

Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	1/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)

4.2. Estructura principal

Como la seguridad es uno de los aspectos más importantes, las pruebas se realizarán bajo condiciones exigentes. Aunque todavía no es posible calcular la velocidad máxima del kart, el motor seleccionado puede superar los 100 km/h. Es improbable tener un accidente a la velocidad máxima, ya que normalmente se suelen accionar los frenos ante un impacto. Por este motivo, las pruebas de colisión se realizarán partiendo de una velocidad de 60 km/h. Otro de los aspectos importantes para realizar los ensayos es conocer el peso total del kart, lo cual, de momento, no es posible. Para ello, se tomará como referencia el modelo SodiKart RX7. Es uno de los karts más comunes que ofrecen los circuitos como opción para alquilar. El modelo RX7 equipa un motor de 4 tiempos, el cual es más pesado que el motor de 2 tiempos seleccionado para este proyecto. Además, otra característica de este modelo es que la estructura está completamente reforzada para evitar daños al kart, incrementando aún más el peso. La masa tiene un valor de 140 kg, el cual es bastante improbable que se alcance en el kart que se está diseñando. Hay otros modelos mucho más ligeros, los cuales pueden llegar a pesar 75 kg, pero están fabricados con materiales muy ligeros y costosos, los cuales no se corresponden al alcance del proyecto. Así pues, es preferible seleccionar una masa elevada para dimensionar la estructura del kart, y en el caso que la masa final sea menor, se podrá asegurar que el kart resistirá los impactos a los cuales ha sido diseñado. No obstante, puede darse el caso que la masa final sea mayor que la considerada inicialmente, por lo que sería necesario volver a realizar los ensayos para comprobar que el chasis resiste a los impactos.

Otro de los factores importantes es la masa del piloto, la cual depende de cada persona. La media ronda los 80 kg. Sin embargo, para garantizar que la estructura del kart sea segura, se supone que la masa del piloto es de 100 kg, de modo que se obtiene un margen de seguridad más amplio. Por lo tanto, la suma del peso del kart y el piloto es de 240 kg. En las pruebas realizadas a vehículos, se considera un tiempo de impacto de aproximadamente 0.25 segundos. Para realizar el ensayo en el chasis se tomará el mismo tiempo. Para calcular la desaceleración durante el impacto se emplea la siguiente fórmula:

$$a_{\text{impacto}} = \frac{V_0}{t} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

$$a_{\text{impacto}} = \frac{60 \text{ km/h} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{3600 \text{ s}}}{0,25 \text{ s}} = 66.66 \text{ m/s}^2$$

Finalmente, para calcular la fuerza de impacto:

$$F_{\text{impacto}} = m * a_{\text{impacto}} \quad (\text{Ec. 4.2})$$

$$F_{\text{impacto}} = 240 \text{ kg} * 66.66 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 16000 \text{ N}$$

El proceso de simulación se realiza con el software Ansys. Es importante decidir el tipo de mallado, ya que, si se elige un mallado inapropiado, los resultados serán menos precisos. Con objetos 3D básicamente existen 2 tipos de mallado: con hexaedros o tetraedros. Con formas regulares es preferible el uso de hexaedros, aunque en este caso, el chasis es una estructura más compleja. Por lo tanto, se utilizarán elementos tetraédricos. De las distintas posibilidades que ofrece Ansys para mallar con tetraedros, se ha decidido optar por el elemento Solid187. Dicho elemento consta de 10 nodos de orden superior, los cuales disponen de tres grados de libertad con las direcciones x, y, z. Tiene un comportamiento de desplazamiento cuadrático y es muy adecuado para modelar mallas irregulares.

Se tomará como referencia el valor de la tensión de Von-Mises, ya que recoge el valor de las tensiones en las distintas direcciones, y presenta un valor que se puede comparar directamente con el límite elástico y plástico del material. La fórmula de Von Mises es la siguiente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Uno de los aspectos a destacar de Ansys es que calcula las tensiones sobre la línea elástica hasta llegar al límite elástico. Una vez que se llega a dicho punto, en vez de continuar por la línea del límite plástico, Ansys sigue calculando sobre la línea elástica. Por lo tanto, si se supera el límite elástico, se puede asegurar que el material plastifica, pero no se puede saber con certeza si rompe. En consecuencia, el resultado obtenido es numéricamente correcto, pero no es real. En las simulaciones, no se darán como válidas aquellas secciones cuya tensión de Von-Mises superen el límite elástico.

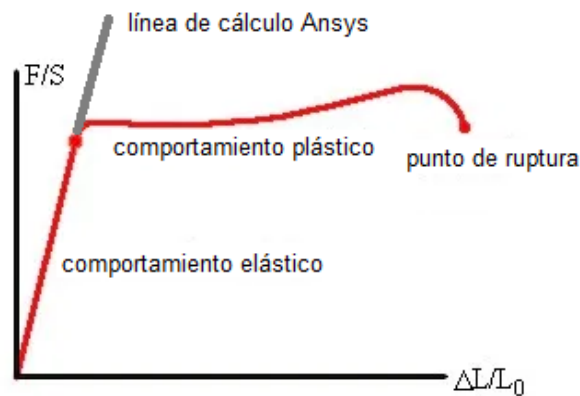


Figura 4.4. Línea de cálculo del software Ansys (20).

De las empresas seleccionadas anteriormente, se han escogido gradualmente las secciones disponibles, para comprobar cómo varían las tensiones en función del diámetro y espesor del tubo. En la prueba de impacto frontal se han colocado fijaciones en la parte trasera del kart, mientras que en la parte delantera se aplica la fuerza de 16000 N calculada anteriormente. En el ensayo de impacto lateral, se fija uno de los laterales del chasis, mientras que en el otro extremo se aplica la fuerza.

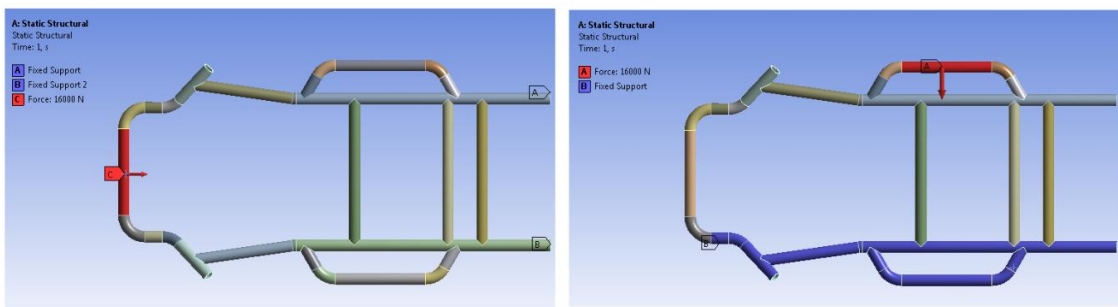


Figura 4.5. Condiciones de contorno de los ensayos.

Al realizar la primera simulación de impacto frontal con el material 25CrMo4, concretamente con el perfil 25x1.5mm, se observa en la Figura 4.6 como hay una zona crítica de concentración de tensiones, en la unión entre la parte delantera del chasis y los tubos centrales. La tensión obtenida es de 2102.1 MPa en el impacto frontal y de 1150.2 MPa en el ensayo de impacto lateral, mientras que el límite elástico es de 600 MPa. Los desplazamientos obtenidos son de 30.36 mm en la colisión frontal y de 10.8mm en el impacto lateral. Ambas tensiones superan el límite elástico, y como se ha comentado, Ansys sigue calculando sobre la línea elástica. En consecuencia, los valores de desplazamiento no son reales, y se puede asegurar que el material plastifica, pero no se puede saber con certeza si rompe. Si se analiza la simulación, se constata que, al recibir el impacto frontal, el chasis tiende a abrirse en la unión soldada de la parte delantera, aumentando de esta manera las tensiones.

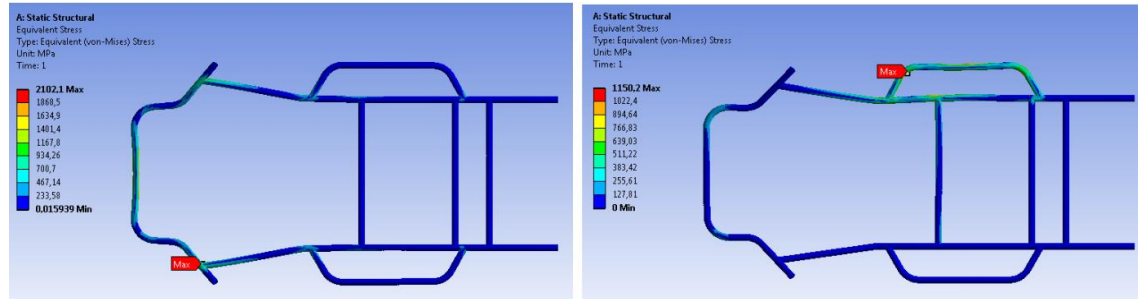


Figura 4.6. Simulaciones de impacto frontal y lateral con el material 25CrMo4.

En el acero S355J2, la primera sección utilizada es de 40x1.5mm. En la Figura 4.7, se muestra que la tensión obtenida es de 870.35 MPa en el impacto frontal y de 435.21 MPa en la colisión lateral. Los desplazamientos son de 7.79 mm y 3.04 mm, respectivamente. Ambas superan el límite elástico del material, el cual tiene un valor de 355 MPa. Como sucedía en el caso anterior, en el impacto frontal la estructura tiende a abrirse aumentando las tensiones.

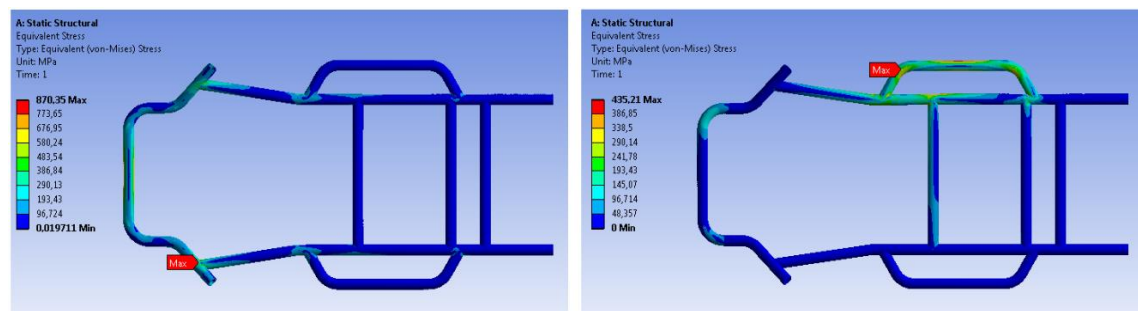


Figura 4.7. Simulaciones de impacto frontal y lateral con el acero S355J2.

Para intentar reducir las tensiones que se generan en la parte frontal, se coloca una barra transversal cerca de la unión soldada. Una vez que se coloca dicha barra, se repiten las simulaciones, y los resultados son sorprendentes. En la Figura 4.8, se observa que la tensión de Von-Mises en el acero 25CrMo4 es de 1213.6 MPa en el impacto frontal, lo cual supone una importante reducción considerando el resultado obtenido anteriormente (2102.1 MPa). En el caso del acero S355J2, la tensión es de 650.94 MPa. Por lo tanto, también se constata una reducción respecto a los 870.35 MPa obtenidos en el anterior chasis. Las tensiones en los impactos laterales apenas varían, ya que la barra transversal no tiene demasiada influencia en esta zona del chasis. En el caso del material 25CrMo4, el nuevo valor máximo en el impacto frontal es de 1049 MPa, rebajando ligeramente el valor en el anterior chasis (1150.2 MPa). En el acero S355J2, el nuevo valor es de 434.46 MPa, prácticamente idéntico a la tensión de 435.21 MPa resultante del chasis anterior. En consecuencia, una vez vistos los buenos resultados, el nuevo diseño del chasis implementará la barra transversal.

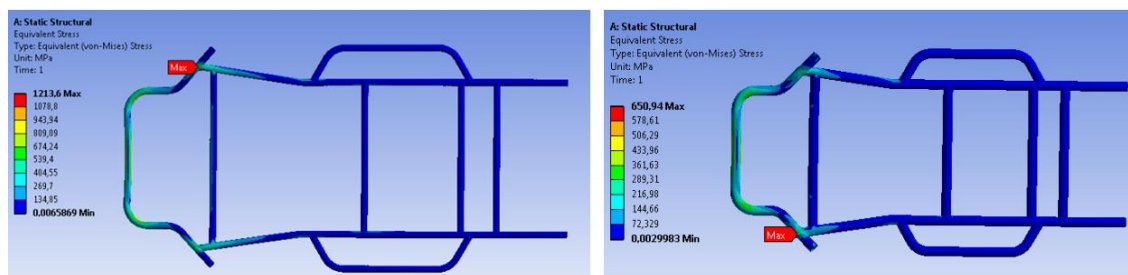


Figura 4.8. Simulaciones de impacto frontal con el material 25CrMo4 (izquierda) y S355J2 (derecha) incorporando la barra transversal.

A continuación, se muestra en la Tabla 4.4 los resultados obtenidos de las tensiones de Von Mises y los desplazamientos, una vez se han realizado las simulaciones con los materiales 25CrMo4 y S355J2 para las diferentes secciones empleadas:

Tabla 4.4. Resultados para el acero 25CrMo4.

25CrMo4	IMPACTO FRONTAL		IMPACTO LATERAL	
Sección (mm)	Von Mises (MPa)	Desplazamiento (mm)	Von Mises (MPa)	Desplazamiento (mm)
25x1,5	1213,6	24,46	1049	8,89
25x2	991,05	19,06	769,18	6,83
30x1,5	936,94	14,6	766,5	5,53
30x2	694,93	11,13	580,02	4,14
32x2	669,85	9,25	499,49	3,49
35x1,5	732,14	9,62	541,42	3,75
35x2	558,12	7,2	413,55	2,78
35x2,5	443,44	5,81	343,97	2,21
35x3	390,97	4,93	295,4	1,86

Tabla 4.5. Resultados para el acero S355J2H.

S355J2H	IMPACTO FRONTAL		IMPACTO LATERAL	
Sección (mm)	Von Mises (Mpa)	Desplazamiento (mm)	Von Mises (Mpa)	Desplazamiento (mm)
40x1,5	650,94	6,54	434,46	2,6
40x2	460,49	4,82	322,26	1,91
40x2,5	379,12	3,84	278,49	1,51
40x3	325,27	3,22	233,62	1,25
42,4x1,5	580,4	5,62	392,44	2,25
42,4x2	429,74	4,13	290,75	1,65
42,4x2,5	324,74	3,28	238,89	1,3
42,4x3	269,37	2,73	214,58	1,08
42,4x4	219,89	2,1	171,26	0,81

Se observa como los desplazamientos obtenidos son pequeños, y, en consecuencia, no comporta ningún peligro. Otro de los aspectos relevantes es que, en los ensayos de impacto lateral realizados, se constata que las tensiones siempre son inferiores que los ensayos de impacto frontal. Así pues, para escoger la sección adecuada, se tendrán en cuenta las tensiones obtenidas en las pruebas de impacto frontal. Como se ha comentado anteriormente, solo serán candidatas aquellas secciones cuyas tensiones de Von Mises sean inferiores al límite elástico. Seguidamente, se muestran los gráficos con las tensiones obtenidas en los impactos frontales, para poder analizar mejor el comportamiento del chasis dependiendo del tipo de sección utilizada:

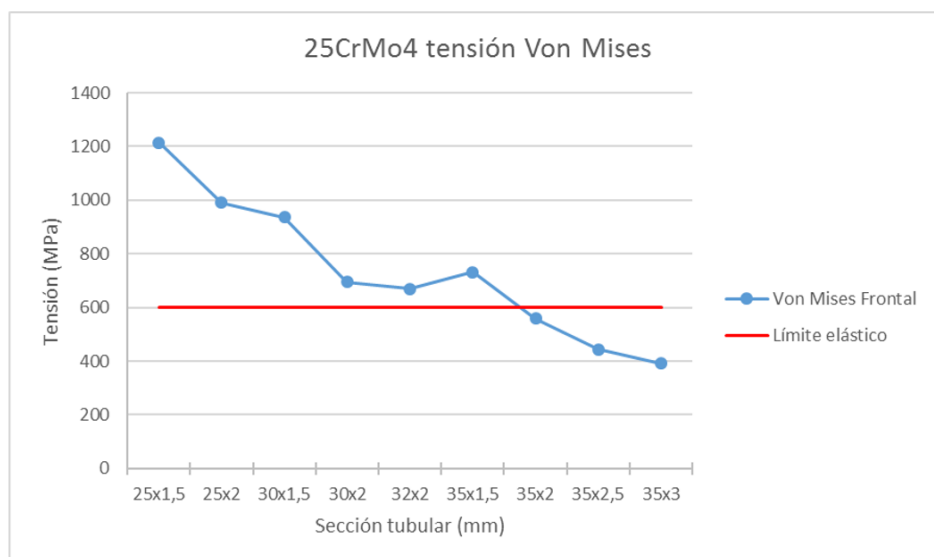


Figura 4.9. Tensiones de impacto frontal para el acero 25CrMo4.

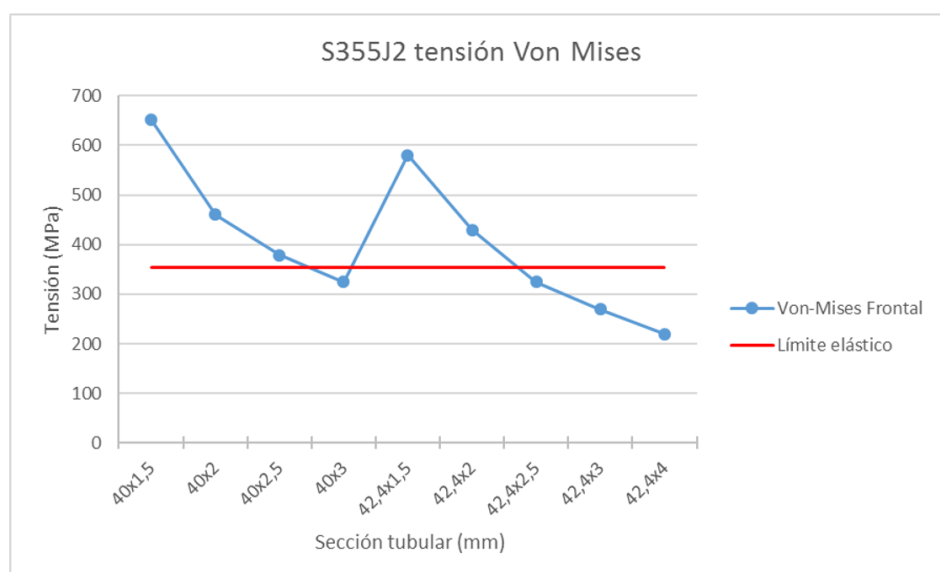


Figura 4.10. Tensiones de impacto frontal para el acero S355J2.

En ambos gráficos, se ha marcado con una línea roja el límite elástico del material. Por lo tanto, aquellas secciones que se encuentren por encima del límite serán consideradas como no aptas.

Para el acero 25CrMo4, se observa que, a medida que aumenta el diámetro y el espesor, la tensión disminuye (Figura 4.9). La primera sección candidata es la 35x2mm. Con dicha sección se ha obtenido una tensión máxima de 558.12 MPa, mientras que el límite elástico del material es de 600 MPa. Las siguientes secciones también tienen un diámetro de 35 mm, aunque tienen mayor espesor, y, en

consecuencia, un mayor peso. Así pues, la sección candidata es la que tiene un diámetro de 35 mm y un espesor de 2mm.

En el caso del acero S355J2 (Figura 4.10), se constata que las 3 primeras secciones no son válidas, puesto que se encuentran por encima del límite elástico. La primera sección candidata es la que posee un diámetro de 40mm y 3mm de espesor, la cual tiene una tensión de Von Mises de 325.27 MPa, mientras que el límite elástico es de 355 MPa. Uno de los inconvenientes de esta sección es que el grosor es alto. Si se siguen evaluando las siguientes secciones, se observa como el perfil de 42.4x2.5mm tiene una tensión de 324.74 MPa, prácticamente idéntica a la sección de 40x3mm. Para ayudar en la decisión sobre elegir una sección u otra, se analiza el coste de ambas secciones. Los costes se muestran en el Anexo B, y se comprueba la masa total del chasis según la sección mediante el software Solidworks.

Tabla 4.6. Coste y masa del chasis para ambas secciones.

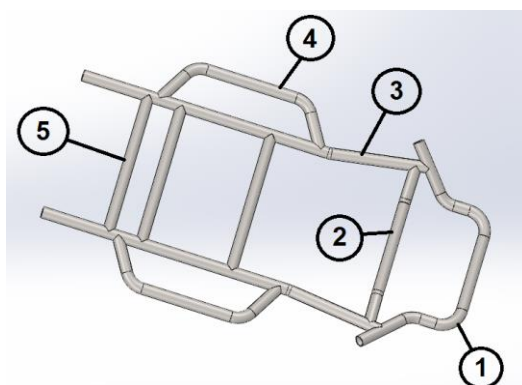
Sección	Coste (€/m)	Masa (kg)
40x3mm	3,1	20,05
42,4x2,5mm	2,76	18

Aunque el diámetro es mayor, el espesor tiene más influencia en el coste del material. Así pues, como se observa en la Tabla 4.6, la sección de diámetro 42.4 mm tiene menor espesor, y esto implica un coste menor y una reducción de la masa. En consecuencia, la sección candidata para el material S355J2 es la que está compuesta por un diámetro de 42.4mm y un espesor de 2.5mm.

Una vez que ya se tienen las secciones finalistas de cada acero, es el momento de decidir cuál de ellas es la más idónea para la construcción del chasis. Uno de los factores clave es la masa. Por el momento, solo se tiene la base del chasis, sin las estructuras de soporte necesarias. Por lo tanto, no es posible conocer ni la masa total de la estructura, ni el coste, aunque se calcularán ambos con la estructura diseñada hasta el momento. De este modo, se puede tener una idea de cómo varía la masa y el coste en ambos aceros con sus correspondientes secciones. Para conocer el coste total es necesario saber la longitud de tubo que se va a necesitar. A continuación, se recoge una tabla con las medidas de cada tubo, y en la Figura 4.11, la numeración de cada tubo:

Tabla 4.7. Longitud unitaria de cada tubo y suma del conjunto.

Tubo	Longitud unitaria (mm/ud)	Cantidad (ud)	Longitud total (mm)
1	1298	1	1298
2	659,8	1	659,8
3	1336,43	2	2672,86
4	803,24	2	1606,68
5	550	3	1650
TOTAL			7887,34

**Figura 4.11.** Numeración de los tubos del chasis.

La longitud total es de 7.88 metros. Los fabricantes de ambos aceros venden los tubos a partir de pedidos mínimos de 6 metros, por lo tanto, esto no supone un problema. Para redondear el valor, el pedido provisional que se realiza es un tubo de 8 metros.

Una vez analizados los resultados, las secciones finalistas son de 42.4x2.5mm para el material S355J2, mientras que para el material 25CrMo4 la sección escogida es de 35x2mm. El coste del material S355J2 se muestra en el Anexo B, mientras que el coste del acero 25CrMo4 se adjunta en el Anexo D.

Tabla 4.8. Coste y masa del chasis según el acero empleado.

Sección (mm)	Material	Coste (€/m)	Coste total (€)	Masa (kg)
42,4x2,5	S355J2	2,76	22,08	18
35x2	25CrMo4	12,50	100	11,97

Como se ha comentado, estos valores son orientativos. Por el momento, solo se tiene diseñada la estructura principal, sin tener en cuenta el resto de componentes necesarios, aunque con los resultados obtenidos ya se pueden extraer algunas conclusiones.

Obviamente, la ventaja del acero 25CrMo4 es el menor peso. La diferencia de masa entre ambos materiales es de 6 kg solo en la estructura principal. Con el resto de soportes, la diferencia entre ambos aceros puede alcanzar fácilmente los 10 kg. Este ahorro de masa resulta fundamental en un sector como el karting, donde hasta el último kilo puede marcar una diferencia clave de unas pocas milésimas para obtener un buen resultado. Si el objetivo del trabajo fuera la elaboración de un kart para participar en campeonatos nacionales o internacionales, la elección sin duda sería el acero 25CrMo4. Sin embargo, como se ha comentado al inicio, el alcance del proyecto es realizar un kart de uso recreativo. Por este motivo, se considera que la diferencia de peso no justifica el mayor coste, y, por lo tanto, la decisión final es utilizar el acero S355J2 con una sección de 42.4x2.5mm.

4.3. Asiento

Una vez que ya se conoce el material a emplear en la construcción del chasis, el siguiente paso es elaborar las estructuras de soporte necesarias para asegurar una fijación correcta de los distintos componentes. Uno de los elementos más importantes es el asiento, ya que es donde va ubicado el piloto, el cual tiene un elevado peso comparado con el resto de elementos del kart. Como se ha comentado, el asiento se realiza con fibra del tipo E, la cual es muy resistente y permite emplear un espesor reducido. Los soportes del asiento deberán ser capaces de aguantar el peso sin sufrir deformación plástica. Se realizarán 2 soportes inferiores, y dos soportes laterales para asegurar una buena fijación. El primer diseño es el siguiente:

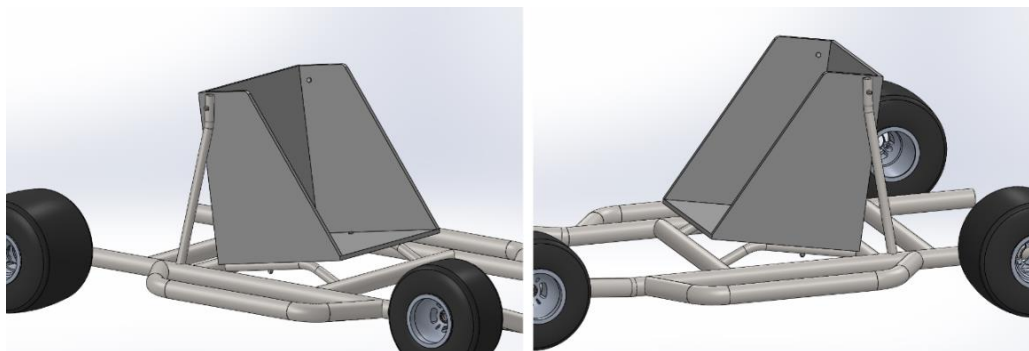


Figura 4.12. Estructuras de soporte del asiento.

El asiento irá anclado a los soportes mediante tornillos. Existen de distintos tamaños, materiales y calidades, y, en este caso, se utilizarán tornillos del tipo ISO 4017, ya que son muy comunes y ofrecen buenas propiedades mecánicas. Dentro de este grupo, los tornillos se clasifican en varias categorías según la calidad, y el fabricante seleccionado ofrece las calidades 8.8, 10.9 y 12.9. Las características de cada grupo son las siguientes:

Tabla 4.9. Propiedades de los tornillos según la calidad.

Propiedad	8.8	10.9	12.9
Límite elástico (MPa)	640	900	1080
Tensión de rotura (MPa)	800	1000	1200
Porcentaje de elongación (%)	12	9	8

Se observa como los tornillos del grupo 8.8 ofrecen peores propiedades mecánicas, mientras que el grupo 12.9 posee mejores propiedades. La diferencia en el coste entre los distintos grupos es muy reducida, y se opta por los tornillos del grupo 12.9. Las tuercas que se emplearán son del tipo ISO 4032. Hay varios tipos de tuercas según la calidad, siendo las más comunes del grupo 8, 10 y 12, con las mismas características que las mostradas en la Tabla 4.9. En este caso también se utilizarán tuercas de calidad 12. Las características de los tornillos se muestran en el Anexo E, mientras que las dimensiones de las tuercas se muestran en el Anexo F.

Para comprobar si la estructura resiste, se realizará el mismo procedimiento visto anteriormente. Se analizará la estructura en un ensayo de impacto, ya que es donde se generan fuerzas extremas. En este caso, el impacto frontal no supone un problema, ya que, al producirse la colisión, el cuerpo del piloto

tiende a moverse hacia delante. En consecuencia, las estructuras de soporte no están sometidas a grandes esfuerzos. En un impacto lateral, la estructura sí que se somete a mayores esfuerzos, ya que el piloto se encuentra rodeado en el asiento, y en el momento de la colisión, todo el peso del piloto tenderá a moverse lateralmente. En este instante, los soportes han de asegurar la integridad del piloto.

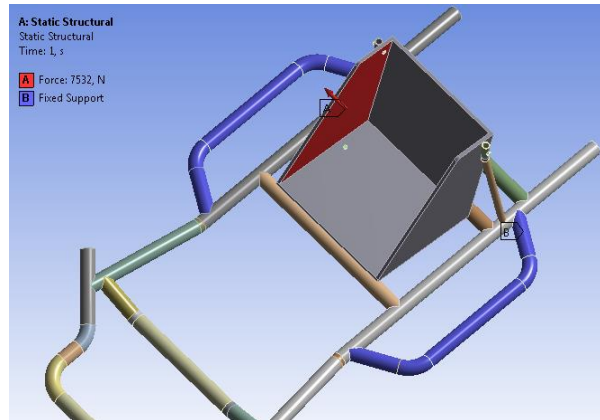


Figura 4.13. Condiciones de contorno del ensayo.

Para realizar dicha prueba, se elige como referencia la aceleración de 66.6 m/s^2 calculada anteriormente en la ecuación 4.1. También se tendrá en cuenta que el peso del piloto es de 100kg, como se ha visto en los ensayos. Además, se ha de considerar el peso del asiento, el cual es de 13 kg. Por lo tanto, la masa total del ensayo es de 113 kg, y multiplicada por la aceleración del impacto, se obtiene una fuerza de 7532 N. La máquina dobladora de tubos seleccionada, la cual se muestra en el Anexo G, es capaz de doblar tubos a partir de un diámetro de 21.3mm. La empresa Marcegaglia ofrece tubos con dicho diámetro, de modo que se empezará la simulación con un diámetro de 21.3mm y 2mm de espesor, y se cambiará si no cumple con los requisitos. Otro de los aspectos que se han de decidir son los tornillos a emplear. De momento no se ha utilizado ningún tornillo, pero el radiador consta de orificios roscados de métrica M6, mientras que el motor tiene orificios de métrica M8. Por lo tanto, se puede afirmar que las métricas M6 y M8 se utilizarán. Es preferible usar siempre que sea posible una métrica ya existente, puesto que, para cada tipo de métrica, se deberán utilizar machos roscantes para realizar la rosca. Cada macho roscante solo es válido para una métrica. Así pues, cuantas más métricas se utilicen, más machos roscantes distintos se necesitarán, lo cual incrementará el coste. Por este motivo, se empezará la simulación con un tornillo de métrica M6, ya que es la métrica más baja que, por el momento, se utilizará en la construcción del kart. El espesor del asiento es de 10 mm, el diámetro del tubo de 21.3mm y el grosor de la tuerca es de 5mm. La suma es de 36.3mm, y, en consecuencia, se necesitará un tornillo con la misma longitud o la inmediatamente superior. En este caso, el tornillo a emplear es de métrica M6 y 40mm de longitud.

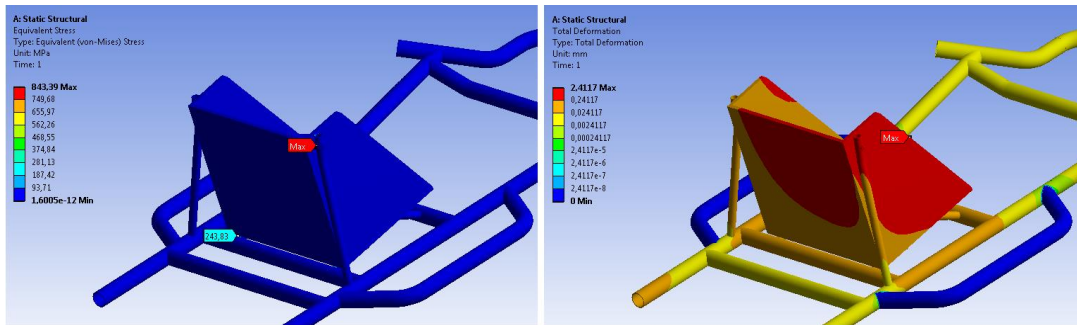


Figura 4.14. Tensiones y desplazamientos obtenidos en la simulación.

Se observa como uno de los tornillos, concretamente el que está situado en la parte superior del soporte izquierdo (desde la vista frontal), tiene una tensión máxima de 843.39 MPa. El límite elástico del tornillo de calidad 12.9 es de 1080 MPa, por lo tanto, cumple con los requisitos de resistencia. Otro de los factores a los cuales hay que prestar atención es a la tensión máxima de los tubos que forman la estructura. Al igual que el chasis, están compuestos por el acero S355J2, el cual tiene un límite elástico de 355 MPa. Se observa como la tensión máxima es de 243.83 MPa, situada en uno de los tubos en la parte inferior del asiento. Como la tensión no supera el límite elástico, la estructura tubular también se encuentra en la zona segura de trabajo.

Si la estructura resiste a la fuerza de impacto, también debe resistir a esfuerzos menores. No obstante, se comprueba si también resiste al peso del piloto en condiciones normales. Para ello, se tiene que el peso del piloto más el asiento es de 113 kg, y multiplicado por la gravedad, los soportes han de resistir una fuerza de 1108.53 N.

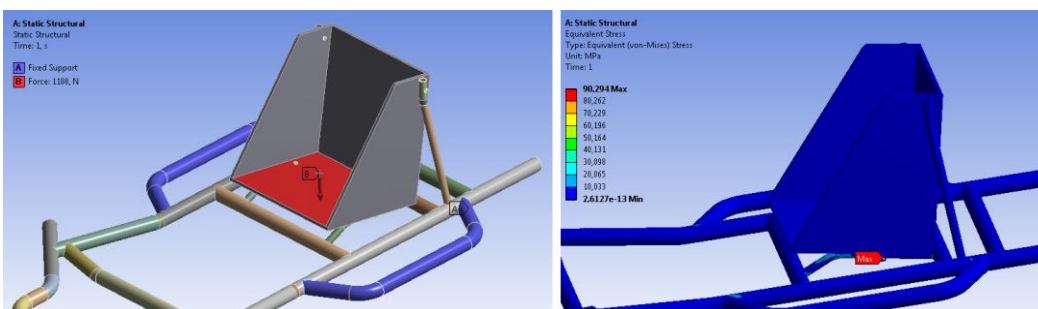


Figura 4.15. Simulación bajo condiciones normales.

Se puede comprobar que la tensión máxima es de 90.29 MPa, muy lejos del límite elástico de los tornillos y de los tubos. En consecuencia, la estructura del asiento es adecuada y se construirá con tubos de 21.3x2mm y tornillos M6x40mm. Para realizar la rosca con el macho, en primer lugar, es necesario realizar un agujero con una broca. El diámetro de la broca a emplear corresponde al diámetro del tornillo menos el paso de rosca. En este caso, como el tornillo es de métrica M6, el diámetro es de 6mm. Si se resta el paso de 1mm, la broca a emplear es de 5mm.

4.4. Radiador

Otro de los elementos que debe contener el chasis es el soporte del radiador. En este caso, el radiador incorpora los orificios roscados, y los tornillos que se han de emplear son de métrica M6. La longitud que se utilizará es de 100mm, y el tornillo será del tipo ISO 4014, con una parte lisa y otra roscada de 18mm. Además, la calidad es 8.8, ya que no se fabrican tornillos de métrica M6 con 100mm de longitud para calidades superiores. Las dimensiones de dicho tornillo se muestran en el Anexo E. Además, se realizan unos espaciadores de acero de 23.35mm de longitud, fabricados a partir de una barra maciza de 16mm de diámetro y de acero S235JR, la cual se empleará en el sistema de dirección. En dicha barra, se realizarán orificios con una broca de 6.5mm, para introducir los tornillos.

Se ha de decidir que tubo utilizar en la estructura de soporte del radiador. Como el radiador solo tiene una masa de 1.2 kg, es muy difícil que la estructura se deforme, y, por lo tanto, no requiere de grandes tamaños ni grosores de tubo. Se ha decidido seleccionar los mismos tubos que en los soportes del asiento, de sección 21.3x2mm, ya que, como se ha comentado, el fabricante obliga a comprar tubos de una longitud mínima de 6 metros. Si se hacen los soportes del chasis de diferentes diámetros, se necesitarán comprar varios tubos de 6 metros, y solo se empleará una parte de dichos tubos.



Figura 4.16. Estructura de soporte del radiador.

Se realiza una prueba de impacto para comprobar que la estructura no plastifica ni se deforma lo suficiente, para evitar que el radiador pueda golpear al piloto. En este caso, el radiador tiene una masa de 1.2 kg, y al multiplicar por la aceleración de impacto de 66.66 m/s^2 , se obtiene una fuerza de 80 N.

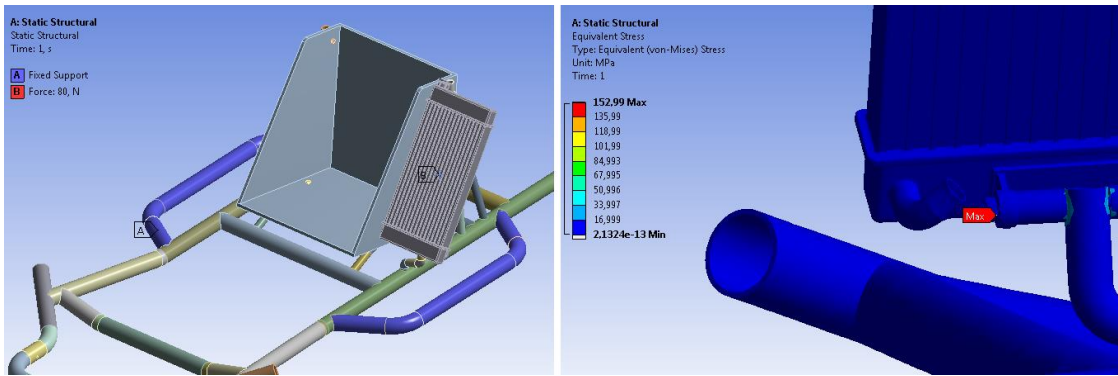


Figura 4.17. Condiciones de contorno y tensión máxima.

La tensión de Von Mises máxima obtenida en la simulación es de 152.99 MPa en el tornillo inferior, lejos del límite elástico de 640 MPa. Además, en los tubos, las tensiones generadas son muy bajas. En consecuencia, no comporta ningún problema, y la estructura diseñada se considera válida.

4.5. Escape

También es necesario diseñar un soporte para sostener el escape. Al igual que ocurre con el soporte del radiador, el escape solo tiene una masa de 1.9 kg, con lo cual, el tubo donde se apoya el escape no está sometido a grandes esfuerzos. El tubo irá fijado mediante 2 tornillos al asiento, y en el extremo se ha curvado el tubo con el radio del escape para poder sostenerlo.

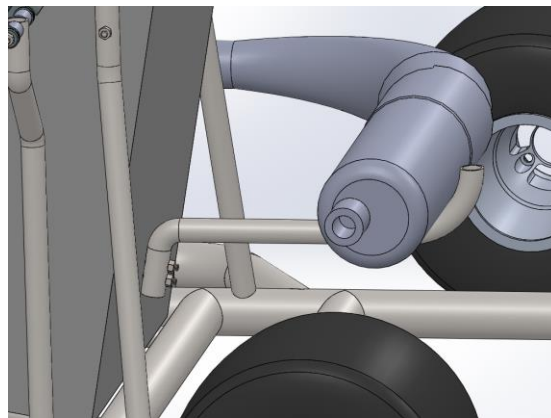


Figura 4.18. Diseño del soporte del tubo de escape.

De nuevo, se opta por escoger una métrica existente. En este caso, se eligen tornillos de métrica M6 para empezar a realizar la simulación. Como el espesor del asiento es de 10mm, el diámetro del tubo de 21.3mm y el grosor de la tuerca de métrica M6 es de 5mm, el tornillo ha de tener una longitud igual o superior a 36.3mm. El tornillo más cercano es de longitud 40mm. No se lleva a cabo una simulación de impacto, ya que el soporte solo sostiene el escape, y en caso de accidente no realiza ninguna

función. En su lugar, se coloca una fuerza de valor 18.64 N en la zona donde se sostiene el escape, ya que es la masa de 1.9 kg multiplicada por la gravedad.

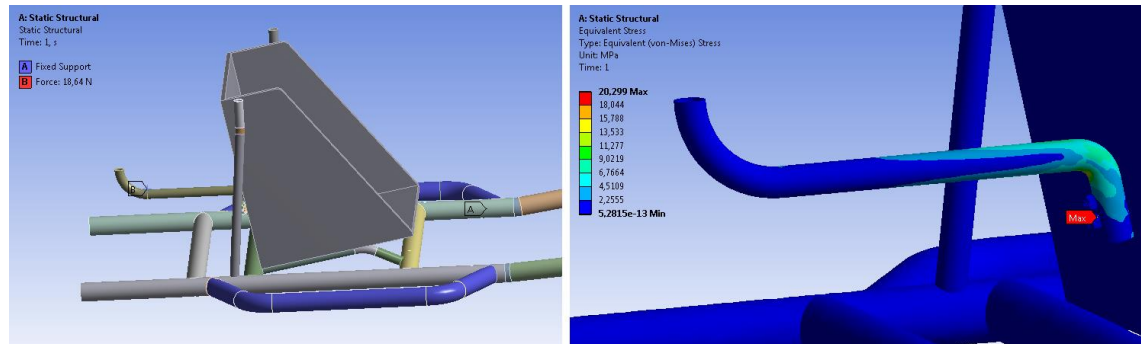


Figura 4.19. Condiciones de contorno y resultados obtenidos en la simulación.

La tensión máxima obtenida es de 20.29 MPa en el tornillo inferior. Así pues, en el tubo, la tensión máxima es igual o inferior, y, por consiguiente, ambos componentes se encuentran por debajo de sus respectivos límites elásticos, haciendo que la estructura sea apta.

4.6. Soporte del motor

Otro aspecto importante es el soporte del motor. No se puede construir a partir de una lámina plana, ya que hay partes del motor que tocarían con el chasis. Así pues, una de las opciones es adquirir una lámina de acero y darle la forma deseada, aunque. No obstante, sería necesario adquirir una plegadora de chapa, la cual tiene un coste de mínimo 800 euros, y el espesor máximo que se puede plegar es muy limitado. Una opción más sencilla es adquirir un tubo rectangular de acero S355J2 de la empresa Marcegaglia y cortarlo en forma de 'U'. Las distintas secciones, así como el coste de cada una, se muestran en el Anexo C. La distancia entre el tubo central del chasis y el lateral es de 122.6mm. Por lo tanto, el tubo rectangular del soporte ha de disponer de 120mm en uno de los lados. Hay varias medidas disponibles a elegir, y finalmente, se opta por un tubo rectangular de 120x80mm. El grosor es otro de los aspectos a escoger, habiendo medidas desde 2 hasta 10mm. La diferencia de precios se incrementa levemente de 2 a 6mm. A partir de 8mm, la diferencia es mayor, tal y como se puede observar en el Anexo C. Así pues, se elige inicialmente un tubo rectangular de 120x80mm con 6mm de espesor, y se cambiará si no cumple con los requisitos. El primer diseño del soporte es el siguiente:

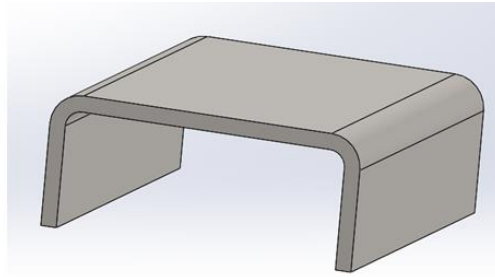


Figura 4.20. Tubo rectangular y primer diseño del soporte (21).

El motor dispone de 4 orificios roscados de métrica M8 en la parte inferior, para unir el soporte con el motor mediante tornillos. Estos orificios están situados en los vértices de un rectángulo de 115x80mm. Para realizar la fijación entre el soporte y el motor, una consideración importante es que la longitud del orificio roscado del motor es de 12mm, mientras que el grosor del soporte es de 6mm. La suma de ambos es de 18mm, y para que la fijación sea correcta se debería utilizar un tornillo M8 de 18 mm de largo, aunque esta medida no se fabrica. En consecuencia, se debe elegir la medida más próxima. En este caso, el fabricante ofrece una longitud de 20 mm, y con esta medida se produce un exceso de 2mm. Si se colocan 2 arandelas ISO 7089 de métrica M8 y 1.6mm de espesor cada una, la rosca consta de una distancia de 1.2mm en la cual no está en contacto con el tornillo, aunque no supone ningún problema.

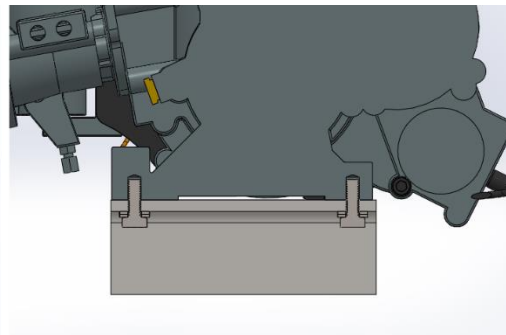
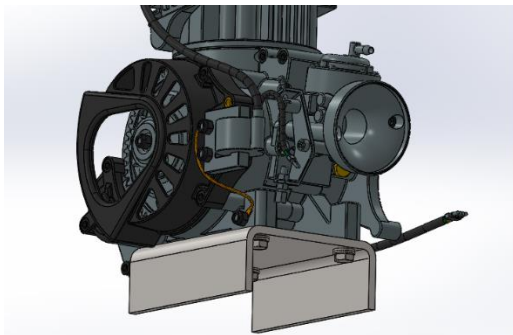


Figura 4.21. Soporte unido al motor y vista en sección del conjunto.

Una vez realizada la unión entre el motor y el soporte, el siguiente paso es unir el soporte con el chasis. También se emplearán tornillos de métrica M8 como punto de partida, y si no cumplen con las condiciones necesarias se cambiarán. Para ello, se ha de medir la longitud mínima necesaria del tornillo. Si se suma el espesor del soporte de 6mm, más el diámetro del tubo del chasis de 42.4mm y el grosor de 6.5mm de la tuerca, la longitud mínima es 54.9mm, y se elige la longitud inmediatamente superior, la cual es de 60mm. Se emplearán 4 tornillos para asegurar una buena fijación al chasis.

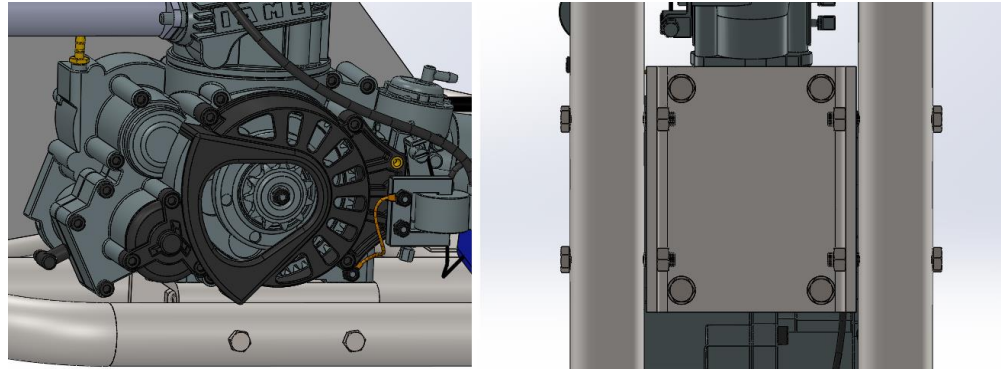


Figura 4.22. Vista lateral e inferior del soporte del motor unido al chasis.

La masa del motor es de 12kg. La primera simulación consiste en comprobar si los tornillos resisten el peso del motor en condiciones normales. Para ello, se coloca una fuerza de 117.72 N, correspondiente al peso del motor. En la siguiente imagen, se observan las condiciones de contorno, y, una vez realizada la simulación, se ha ocultado el motor para observar la tensión en los tornillos, ya que son los elementos con mayor tensión.

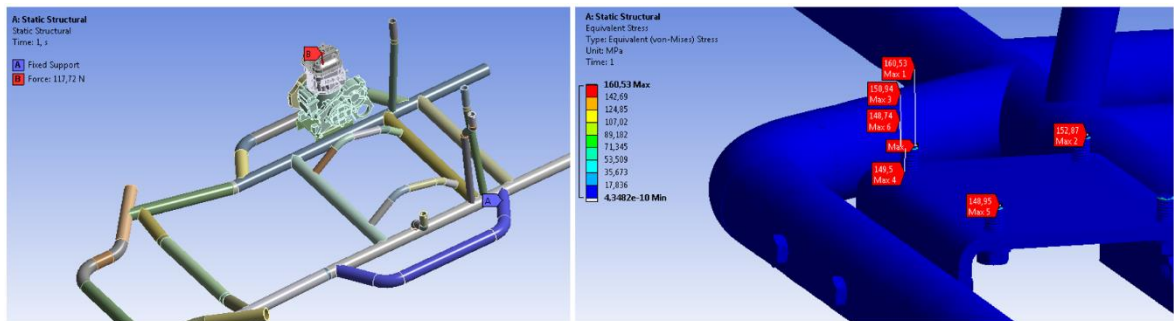


Figura 4.23. Condiciones de contorno y tensiones en los tornillos.

La tensión máxima de Von-Mises en los tornillos es de 160.53 MPa, por debajo del límite elástico de 1080 MPa. El soporte de acero S355J2 tampoco supera el límite elástico, el cual es de 355 MPa. La siguiente simulación corresponde a una colisión lateral, donde el motor podría desprenderse del soporte y herir al piloto. Como en los casos anteriores, la aceleración de referencia es 66.66 m/s^2 , y, multiplicada por la masa del motor, se obtiene una fuerza de 800 N, la cual se coloca horizontalmente y en dirección al asiento, ya que es el caso más desfavorable.

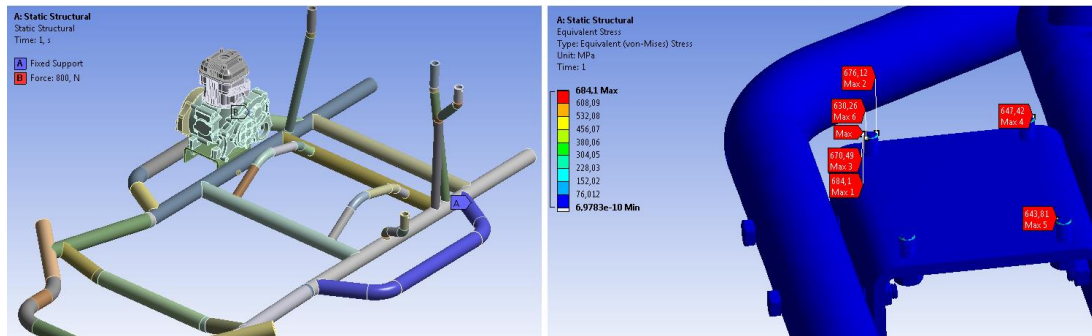


Figura 4.24. Simulación de impacto lateral.

De nuevo, las tensiones máximas no comportan ningún peligro. En los tornillos, la tensión de Von-Mises más alta es de 684.1 MPa, mientras que, en el soporte, las tensiones se encuentran por debajo de 50 MPa. Una vez concluidas las simulaciones, se confirma que el soporte diseñado es correcto. Así pues, se adquirirá una barra rectangular de 120x80mm, y 6mm de espesor. Las dimensiones de dicha barra se muestran en el Anexo H.

4.7. Soporte de la batería

También se necesita otro soporte para fijar la batería. La base de la batería tiene unas medidas de 109x55.9mm, y la altura es de 85.8mm. Para la fabricación del soporte, se utilizará una parte del tubo rectangular utilizado en el motor. La base del soporte de la batería se diseña con unas medidas de 200x95mm. También se cortan partes rectangulares para realizar las paredes del soporte, de modo que la batería queda rodeada y se asegura una buena fijación. Las paredes se construyen con una altura de 60mm. Se deja disponible 1mm de separación entre las paredes y la batería, para que pueda ser introducida fácilmente.

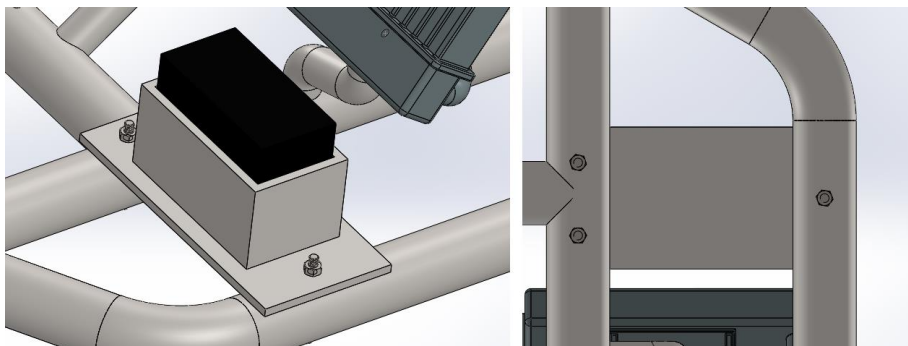


Figura 4.25. Diseño del soporte de la batería.

El primer diseño del soporte constaba de 2 tornillos, pero como se observa en la Figura 4.25, uno de los tornillos coincidiría con la zona soldada. Así pues, se opta por colocar 2 tornillos en uno de los laterales para evitar dicho problema. En este caso, la cabeza del tornillo debe ir hacia el suelo, mientras que la tuerca se ha de colocar en la parte superior del chasis. Esto es debido a que, si se coloca la tuerca en la parte inferior, iría muy cerca del suelo, y si recibe un golpe se podría aflojar, desprendiéndose y haciendo que el soporte caiga del chasis. Como en los casos anteriores, es preferible usar métricas ya existentes para evitar tener que comprar demasiados machos de roscar. Por el momento, los tornillos utilizados son de métrica M6 y M8. Así pues, para el soporte de la batería, se empezará a utilizar un tornillo de métrica M6, y si no cumple los requisitos se cambiará. En este caso, el espesor del soporte es 6 mm, más 42.4mm del tubo del chasis y 5mm de espesor de la tuerca suman un total de 53.5mm, y el tornillo disponible con una medida más próxima es de 60 mm de longitud. Como sucedía anteriormente, la situación más crítica es en la colisión lateral, y se debe comprobar que los tornillos soportan el impacto sin romperse, ya que la batería podría desprenderse y golpear al piloto. Teniendo en cuenta que la masa de la batería es de 0.58 kg, y la desaceleración de $66,66 \text{ m/s}^2$, la fuerza es de 38.66 N.

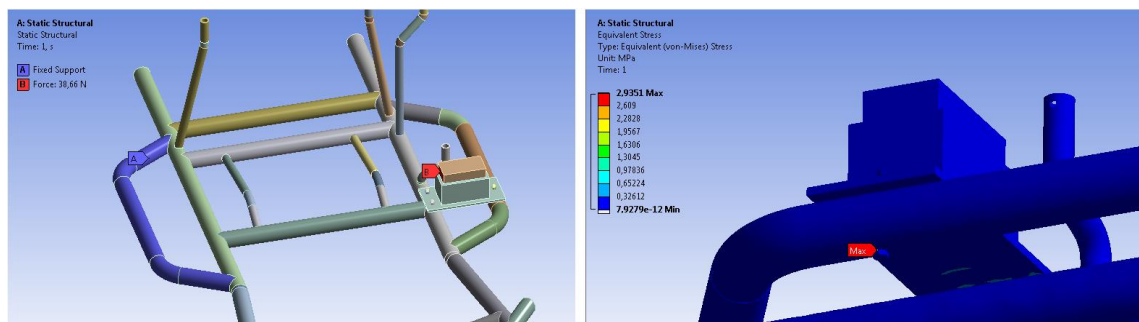


Figura 4.26. Condiciones de contorno y resultados obtenidos.

De nuevo, la zona que concentra más tensiones son los tornillos, aunque la tensión máxima solo alcanza un valor de 2.93 MPa, mientras que el valor máximo del soporte está muy por debajo del límite. Así pues, la estructura cumple con los requisitos y se considera apta.

4.8. Soporte del depósito

Es necesario realizar un soporte para fijar el depósito. Para ello, se utilizan los tubos de 21.3x2mm existentes, para evitar tener que comprar otro tubo de 6 metros con una medida distinta. Se curvan 2 tubos, y se coloca una pieza, construida a partir del tubo rectangular de 6mm de espesor. En dicha pieza, se realiza un orificio roscado de métrica M8, para introducir el tornillo de fijación que incorpora el depósito y unirlo a la estructura. Además, la estructura se dirigirá hacia arriba, ya que también se utilizará para sujetar el volante, como se verá más adelante. El resultado es el siguiente:

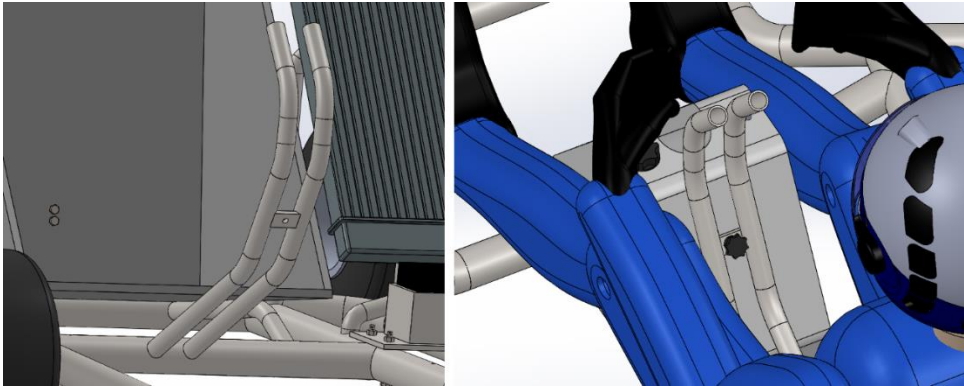


Figura 4.27. Estructura de soporte del depósito.

Debajo del depósito, se sitúa una plancha de acero que se diseñará posteriormente, por lo que esta estructura no debe sostener el depósito. Sin embargo, lo que si debe hacer es asegurar que, en aceleraciones frontales y laterales, mantenga el depósito bien fijado. Como en casos anteriores, la peor situación sucede en un accidente, ya que las piernas del piloto se encuentran rodeando al depósito. El primer caso que se simulará es un impacto lateral, con la aceleración de 66.66 m/s^2 utilizada hasta el momento. La peor situación es cuando el depósito está lleno, teniendo una masa total de 6.97 kg . Al multiplicar por la aceleración lateral, se obtiene una fuerza de 464.62 N , la cual se aplicará en el orificio de la placa rectangular, ya que es donde el depósito está en contacto con la estructura.

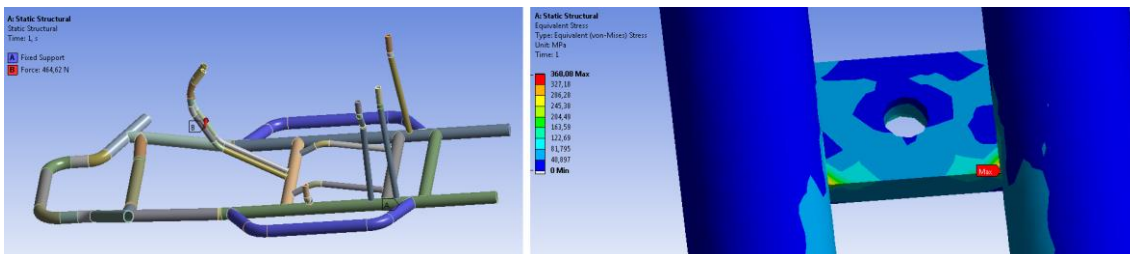


Figura 4.28. Simulación de impacto lateral de la estructura.

Como se observa en la Figura 4.28, la tensión máxima sucede en la zona donde la estructura se suelda al chasis, concretamente en uno de los extremos de la pieza rectangular. En este punto, la tensión máxima alcanza un valor de 368.08 MPa , ligeramente por encima del límite elástico de 355 MPa del acero S355J2. Actualmente, dicha pieza tiene una longitud de 20 mm , y se aumentará a 50 mm , para comprobar si este cambio en la longitud provoca que la fuerza se distribuya de manera más uniforme a lo largo de la estructura tubular. Se realiza la simulación de nuevo, obteniendo el siguiente resultado:

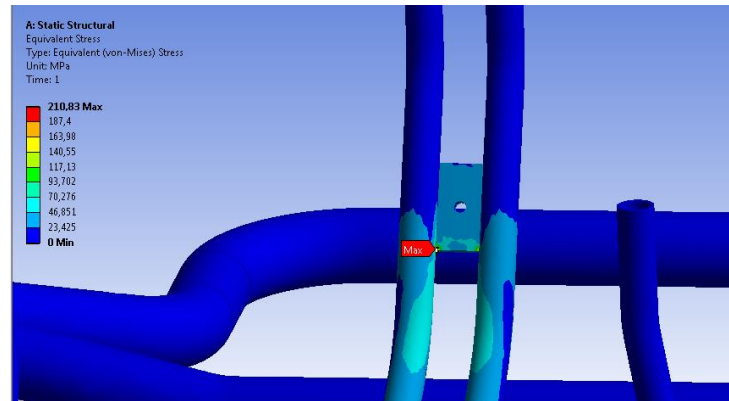


Figura 4.29. Segunda simulación de impacto lateral.

De nuevo, la tensión máxima se sitúa en uno de los extremos, aunque se ha rebajado de los 368.08 MPa iniciales a 210.83 MPa, lo cual supone una reducción importante. El desplazamiento máximo ocurre en uno de los extremos superiores de la estructura, y de valor 2.38mm, el cual no comporta ningún peligro. Como la tensión máxima se encuentra por debajo del límite elástico, la estructura es correcta. También se simulará un impacto frontal, con las mismas condiciones de contorno anteriores, pero cambiando el sentido de la fuerza hacia adelante. Los resultados obtenidos son los siguientes:

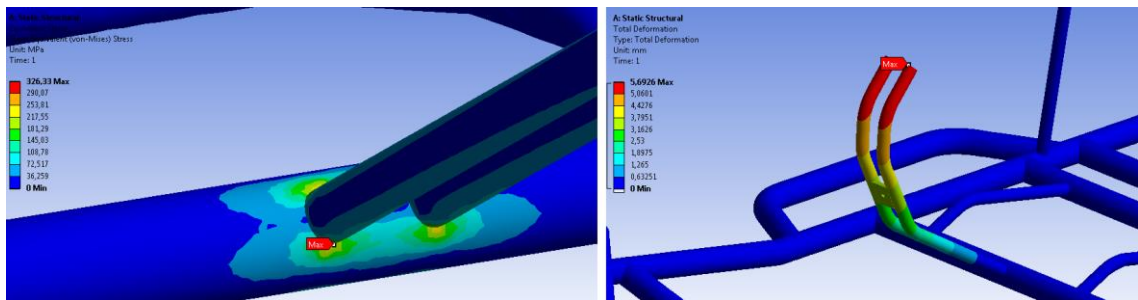


Figura 4.30. Simulación de impacto frontal.

En este caso, la tensión máxima ocurre en los extremos soldados al chasis, con un valor máximo de 326.33 MPa, por debajo del límite elástico. El desplazamiento máximo ocurre en la parte superior de la estructura, con un valor de 5.68mm, el cual es aceptable. En consecuencia, la estructura cumple con las condiciones de seguridad.

4.9. Plancha delantera

Es necesario colocar una plancha debajo del depósito de gasolina para poder sostenerlo. Además, esta plancha cumple otras funciones, como, por ejemplo, evitar que virutas de goma o pequeñas piedras que se encuentren en la pista salgan proyectadas hacia el piloto al pasar por encima de ellas. También es útil para apoyar los talones de los pies, y para limitar el desplazamiento de los pedales. La plancha se realiza de acero, y es necesario adquirir una lámina para cubrir la zona delantera del kart, la cual tiene unas medidas aproximadas de 900x600mm. La empresa ManxaFeros ofrece láminas de acero S355 con una medida mínima de 2000x1000mm. Por lo tanto, se elige una lámina de estas características. Los espesores disponibles varían de 1.5 a 20mm. A mayor espesor, más peso tendrá la plancha. Por ejemplo, una lámina de 2000x1000mm y 1.5mm de espesor tiene una masa de 23.4 kg, mientras que la misma lámina, pero con un espesor de 3 mm tiene el doble de masa, es decir, de 46.8 kg, lo cual supone una gran diferencia respecto al escaso incremento de espesor. En consecuencia, el primer grosor que se utiliza en la simulación es de 1.5mm, y se aumentará si es necesario. Como en los casos anteriores, se emplea una métrica ya existente. Así pues, se empieza a utilizar un tornillo de métrica M6. Si el espesor de la chapa es 1.5mm, el diámetro del tubo del chasis 42.4mm, y la tuerca de métrica M6 tiene un grosor de 5mm, la suma de del conjunto es de 48.9mm, y, por lo tanto, se necesitará un tornillo de 50mm de longitud. Se han colocado 6 tornillos, 4 de ellos en la zona cercana al depósito y 2 en la zona delantera. El diseño de la plancha es el siguiente, y se ha realizado siguiendo el contorno del chasis:

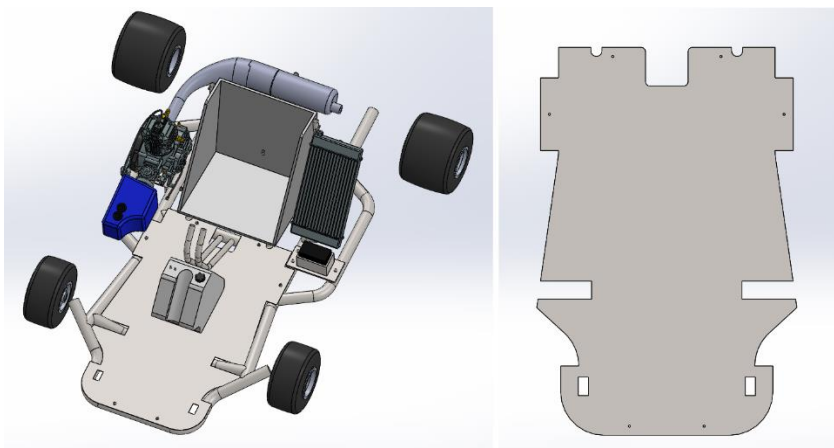


Figura 4.31. Diseño de la plancha delantera.

En este caso, no es conveniente realizar simulaciones de impacto, ya que es una estructura plana que no presenta problemas en este aspecto. La situación en la cual la plancha sufre mayor tensión es cuando, el piloto, antes de colocarse en el asiento, se ponga de pie sobre la plancha, y, además, el depósito de gasolina esté lleno.

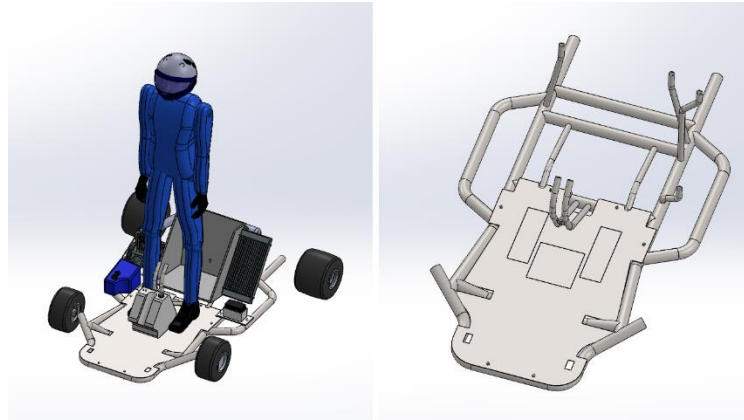


Figura 4.32. Situación que se simulará y zonas de la plancha donde se aplicarán las fuerzas.

El modelo de persona empleado tiene aproximadamente unas medidas del pie de forma rectangular de 256x80mm. Si se considera que el peso de piloto es de 100 kg, se ejerce una fuerza de 981 N, dividiéndose dicha fuerza en 490.5 N en cada pie. El depósito tiene una superficie de contacto con la plancha de 170x190mm, y posee una masa de 6.97 kg cuando está lleno. Así pues, el depósito ejerce una fuerza de 68.37 N repartida sobre la superficie en contacto con la plancha de acero. En la simulación, las fijaciones se han colocado en los lugares aproximados donde irán situados los neumáticos, ya que la plancha será propensa al pandeo, y en este caso, es muy importante colocar bien los soportes para simular este efecto. A continuación, se adjunta una imagen con el ensayo de la plancha de 1.5mm de espesor.

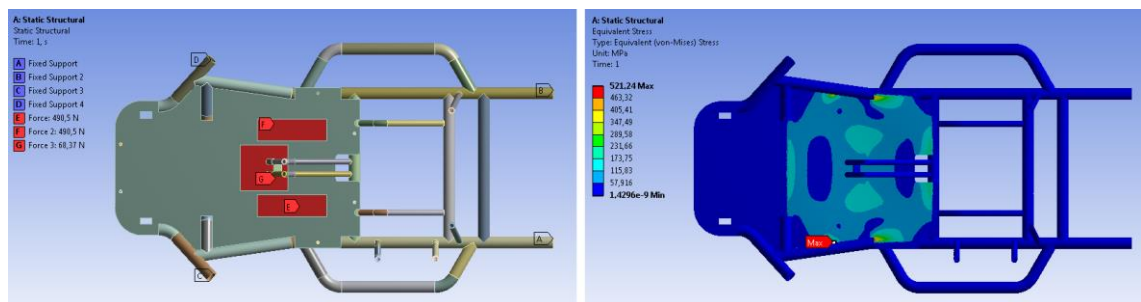


Figura 4.33. Condiciones de contorno y primera simulación con una plancha de espesor 1.5mm.

La tensión máxima tiene un valor de 521.24 MPa, mientras que el límite elástico del acero S355J2 es 355 MPa. Por lo tanto, la tensión máxima supera al límite elástico del material. En su lugar, se aumenta el espesor de la plancha de 1.5mm a 2mm. Manteniendo las mismas condiciones de contorno, los resultados obtenidos son los siguientes:

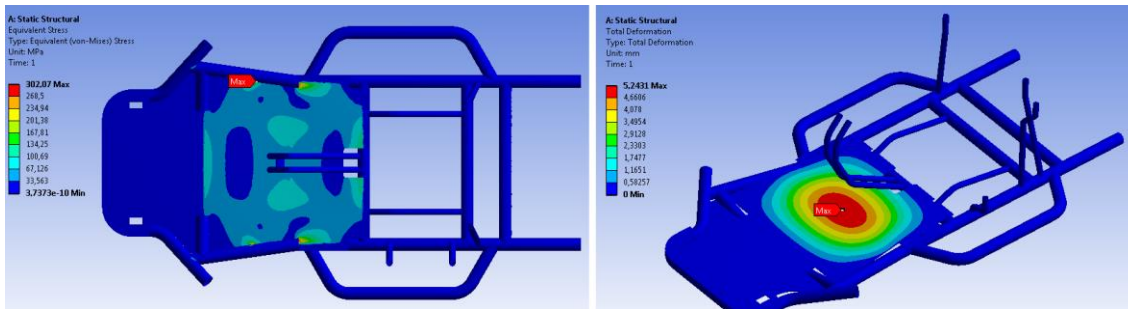


Figura 4.34. Resultados obtenidos de tensiones y deformaciones con un grosor de 2mm.

Se observa que, aumentando el espesor de la plancha de 1.5mm a 2mm, la tensión máxima se reduce de 521.24 MPa a 302.07 MPa, haciendo que la plancha sea mucho más segura. El desplazamiento máximo ocurre en el centro, y tiene un valor de 5.24mm, lo cual es aceptable. Así pues, es necesario adquirir una plancha de 2000x1000mm con un espesor de 2mm.

4.10. Pedales

Los pedales del acelerador y el freno también se realizan a partir de tubos. Han de ser ligeros y tener un tamaño adecuado para que resulte cómodo. Se realizan con el tubo más pequeño posible, el cual es de 21.3mm, y que ya se ha utilizado con anterioridad. También se realiza una pieza rectangular a partir de la lámina de 2mm sobrante en la construcción de la plancha, y se suelda al tubo del pedal. Dicha pieza resulta útil para poder presionar con más facilidad los pedales. Además, los pedales se unen al chasis mediante tornillos. Como en casos anteriores, es preferible usar una métrica ya existente. Por este motivo, se utiliza la métrica M6, y el tornillo ha de ser del tipo ISO 4014, con una parte lisa, ya que los pedales han de rotar. Como el diámetro del pedal es de 21.3mm, el diámetro del tubo del chasis es de 42.4mm y el grosor de la tuerca es de 5mm, la longitud del tornillo ha de ser igual o superior a 68.7mm. La longitud más próxima es de 70mm, con una parte roscada de 18mm. Así pues, el tornillo a emplear es M6x70x18mm. Como el diámetro de la parte lisa del tornillo es de 6mm, en los pedales se realizarán orificios con una broca de 6.5mm, para dejar un pequeño juego y que pueda rotar bien. En el chasis, se realizan orificios roscados para introducir el tornillo. Para calcular la distancia a la cual se han de colocar los pedales, se hace uso del modelo de persona utilizado anteriormente.

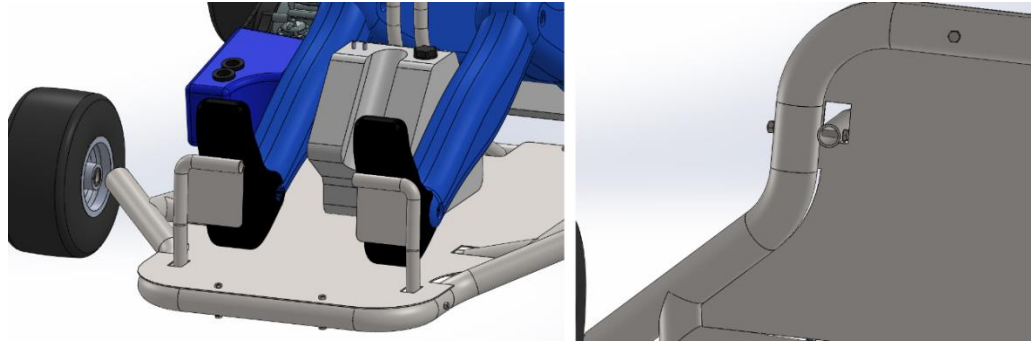


Figura 4.35. Diseño de los pedales y sujeción inferior mediante tornillos.

Además, en la plancha se han realizado dos orificios rectangulares, para limitar la rotación de los pedales entre 0 y 30 grados. Si no se presiona el pedal, una parte del tubo toca con la plancha, de modo que el ángulo mínimo no puede ser inferior a 0 grados. Si se presiona el pedal, y se llega a una rotación de 30 grados, una parte del pedal toca con el otro extremo del orificio, haciendo que el ángulo máximo no pueda superar los 30 grados. En la Figura 4.36, se observa como el pedal del acelerador está presionado al máximo, mientras que el pedal del freno no se acciona. Ambos pedales tocan con uno de los extremos de los orificios, de modo que se asegura que pueden rotar dentro del intervalo establecido.

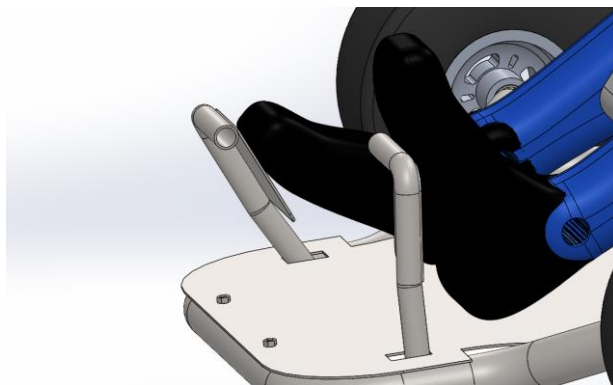


Figura 4.36. Accionamiento del pedal del acelerador.

Otro aspecto importante es que, al presionar el pedal, este debe rotar, pero al dejar de aplicar fuerza, ha de volver a su posición inicial, ya que, en caso contrario, el pedal quedaría inclinado, haciendo que el kart se mantenga acelerado o frenado indefinidamente. Para ello, se hace uso de muelles de tracción. En primer lugar, se han de crear estructuras de soporte, tanto en los pedales como en el chasis, para asegurar una buena fijación del muelle. Los soportes se realizan con una parte de la lámina de 2mm de espesor utilizada en la fabricación de la plancha, y se sueldan al tubo del pedal.

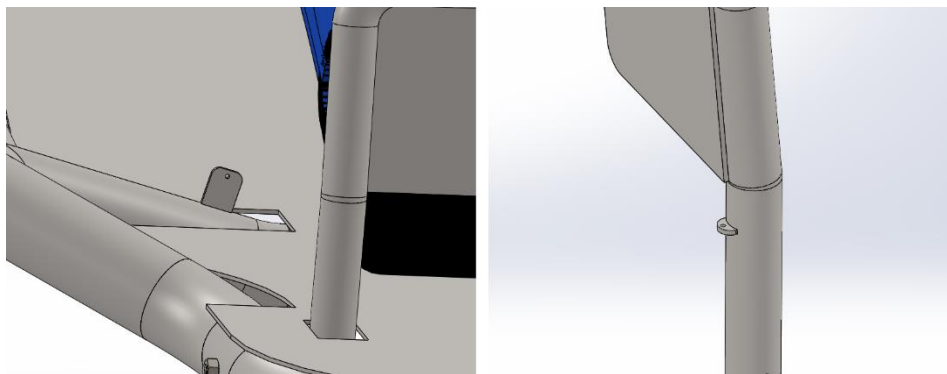


Figura 4.37. Soporte del chasis y del pedal.

La distancia entre el soporte del pedal y el soporte del chasis es de 205mm. Así pues, esta distancia corresponde al instante en el cual no se ejerce fuerza al pedal, y se debe emplear un muelle con una longitud inferior a 205mm, para que realice fuerza y mantener el pedal en la posición inicial si el piloto no aplica ningún esfuerzo. En consecuencia, se ha de emplear un muelle con una longitud inferior a 205mm, pero que no tenga una longitud demasiado corta, ya que el piloto debería realizar demasiada fuerza y resultaría incómodo. El muelle seleccionado tiene una longitud inicial de 180mm y está compuesto de acero al carbono según la norma EN 10270-1-SH.

Tabla 4.10. Propiedades del muelle.

Longitud libre (L_0)	180 mm
Diámetro exterior (D_e)	8 mm
Diámetro del hilo (d)	1 mm
Constante (K)	1.7 N/mm
Espiras	168
Precarga	6 N

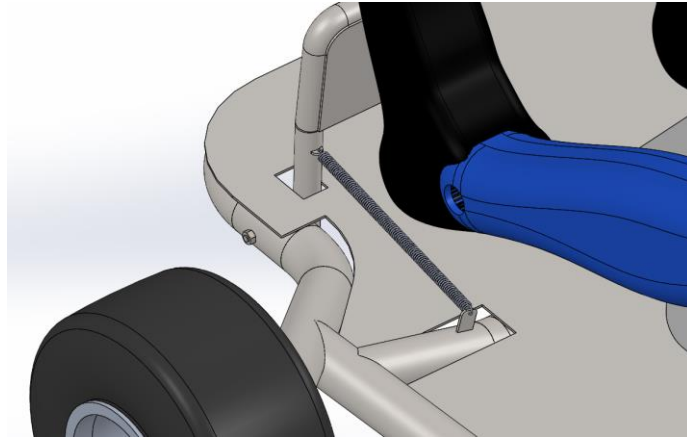


Figura 4.38. Instalación del muelle.

La fuerza máxima que puede aplicar una persona en los pedales de un vehículo convencional, sin que resulte incómodo, suele ser de unos 300N. Para calcular la fuerza inicial, se emplea la ley de Hooke, teniendo en cuenta la precarga de la cual consta el muelle:

$$F = K \cdot (x - x_0) + F_0 \quad (\text{Ec. 4.4})$$

$$F = 1,7 \frac{N}{mm} * (205 - 180)mm + 6N = 48,5 N$$

Por lo tanto, el muelle realiza una fuerza de 48.5 N cuando el pedal se encuentra en la posición inicial. Es una fuerza suficiente para mantener el pedal en dicha posición. Al presionarlo hasta una inclinación máxima de 30 grados, la longitud del muelle en estas condiciones alcanza un valor de 243.75mm. En esta posición, la fuerza que ejerce el muelle es máxima, y, de nuevo, se calcula mediante la ley de Hooke:

$$F = K \cdot (x - x_0) + F_0 = 1,7 \frac{N}{mm} * (235,4 - 180)mm + 6N = 100,18 N$$

Así pues, el muelle realiza una fuerza máxima de 100.18 N. En la siguiente imagen, se observa la posición de las distintas fuerzas. Además, el ángulo entre la fuerza del muelle y la línea perpendicular al punto de rotación R es de 29.48°.

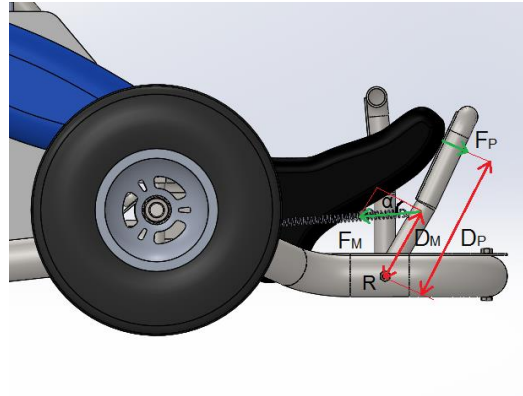


Figura 4.39. Posición del pedal con una inclinación máxima.

$$\sum M_R = 0 \quad (\text{Ec. 4.5})$$

$$F_M \cdot D_M - F_P \cdot D_P = 0$$

$$100,18 \text{ N} \cdot \cos 29,48^\circ \cdot 72,73 \text{ mm} - F_P \cdot 147,74 \text{ mm} = 0$$

$$F_P = 42,93 \text{ N}$$

La fuerza que el piloto realiza en la inclinación máxima es de 42.93 N. Es un valor adecuado, de modo que la elección del muelle es correcta. Seguidamente, se realiza una simulación con el pedal presionado al máximo, ya que es cuando se generan mayores fuerzas, tanto del muelle como del pie del piloto.

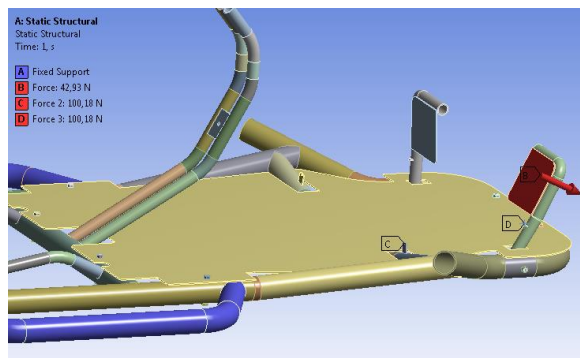


Figura 4.40. Condiciones de contorno del ensayo.

Como en casos anteriores, se eliminan todos los elementos innecesarios para esta simulación. Se aplican 2 fuerzas de 100.18 N en los soportes del muelle, dirigidas entre si, para simular la resistencia que ejerce el muelle al ser estirado. También se aplica otra fuerza de 42.93N en el pedal, correspondiente a la fuerza que aplica el piloto.

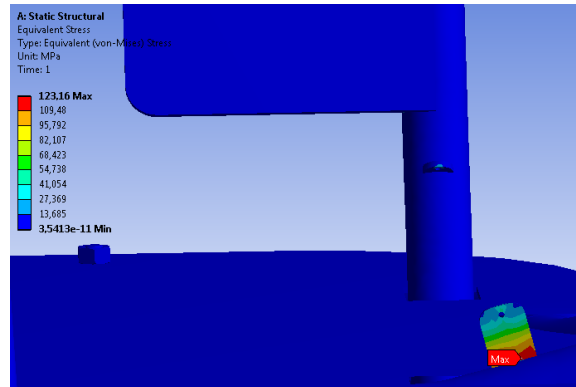


Figura 4.41. Resultados de la simulación.

La tensión máxima se produce en el soporte del chasis, con un valor de 123.16 MPa. Se encuentra lejos del límite elástico del acero S355J2, el cual es de 355 MPa. Por lo tanto, los pedales y los soportes diseñados son correctos. Finalmente, para conectar el pedal del acelerador con el motor, se necesita un cable, el cual va unido por el extremo libre al carburador. El extremo opuesto, el cual consta de una pieza perforada, se une mediante un tornillo de métrica M6 de 35mm de longitud, siendo necesario realizar un orificio roscado de dicha métrica en el pedal.



Figura 4.42. Cable del acelerador (22).

Respecto al pedal del freno, se verá más adelante como funciona dicho sistema, y se realizará la unión pertinente entre el pedal y el sistema de frenado.

4.11. Bomba de agua

Con una pequeña parte de la lámina de acero utilizada para construir la plancha, se pueden realizar los soportes para sujetar la bomba de agua del sistema de refrigeración. Estos soportes se sueldan al chasis, y el tornillo que se ha de emplear es de métrica M8, ya que la bomba de agua consta de un orificio roscado de dicha métrica. La longitud es de 40mm.

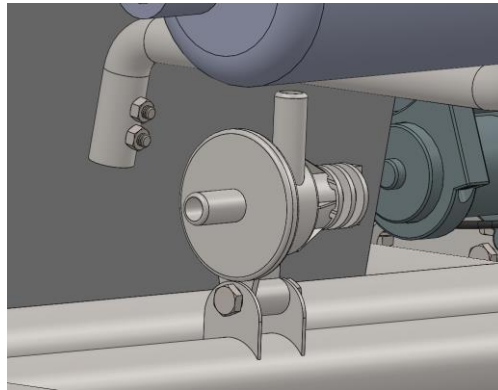


Figura 4.43. Bomba de agua y soporte.

Para realizar las simulaciones, primero se comprueba si la estructura resiste el peso de la bomba. La masa de la bomba de agua es de 0.85 kg, y, en consecuencia, el peso es de 8.44 N. En caso de colisión, la bomba no tiene importancia, ya que se encuentra detrás del asiento y no puede impactar contra el piloto. Sin embargo, es interesante saber si las 2 chapas soldadas, al tener un espesor reducido, son capaces de aguantar aceleraciones laterales sin deformarse plásticamente. Para ello, el peor caso es un impacto lateral. Como la masa es de 0.85 kg, con la aceleración de impacto de 66.66 m/s^2 se obtiene una fuerza de 56.66 N dirigida lateralmente. Los resultados de ambas simulaciones se muestran en la siguiente imagen.

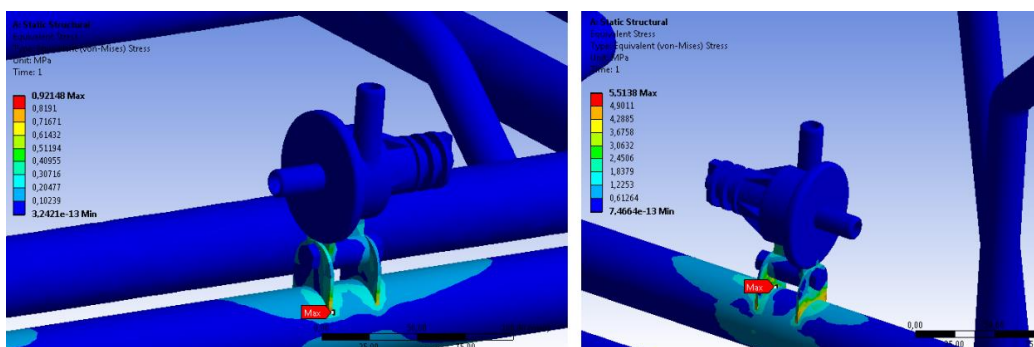


Figura 4.44. Simulación de la estructura con el peso de la bomba y bajo una colisión lateral.

En condiciones normales, la mayor tensión de Von Mises tiene un valor de 0.92 MPa, mientras que, en el caso de un impacto lateral, tiene un valor de 5.51 MPa. En ambas situaciones, las tensiones están muy por debajo del límite, y se puede afirmar que la estructura es adecuada para alojar la bomba de agua.

4.12. Soldadura

Los tubos del chasis y las estructuras de soporte se unirán mediante soldadura. La soldadura se ha de realizar siguiendo unas normas básicas, ya que, cuando no se efectúa correctamente, suelen producirse roturas rápidas o fallos por fatiga. Entre los múltiples métodos de soldadura disponibles, se ha de buscar un equilibrio entre facilidad para realizar el proceso, calidad de la soldadura y coste. Las mejores opciones para soldar el chasis son los procesos de soldadura por arco, y concretamente, la soldadura en atmósfera de gas inerte, en el cual se incluyen las soldaduras MIG/MAG y TIG. Ambas opciones son correctas, aunque con el método TIG, se requieren conocimientos más avanzados sobre soldadura. Así pues, se opta por la soldadura MIG/MAG, ya que es un proceso más sencillo. Dicho método consta de dos variantes. En el proceso MIG, el gas inerte protege de la corrosión, aunque no interactúa caloríficamente ni químicamente. Se utiliza para soldar aluminio. En el proceso MAG, el gas inerte interactúa caloríficamente aportando más calor, y se utiliza para soldar aceros. Como el material del chasis es un acero al carbono, el método a emplear es la soldadura MAG.

La soldadura MAG se realiza por arco eléctrico, calentando y fundiendo el material de aportación y de las piezas a unir. La soldadura se realiza bajo un gas de protección, el cual crea una atmósfera inerte que evita la introducción de aire, impidiendo la contaminación de la soldadura. Los gases más utilizados son el argón o helio, combinados con dióxido de carbono. Dependiendo de la combinación utilizada, se obtendrá una soldadura con mayor o menor anchura, penetración y abultamiento. En este caso, para soldar acero, se suele usar el corgón 15, el cual está compuesto por un 15% de CO₂ y un 85% de argón.

El sistema MAG está compuesto por:

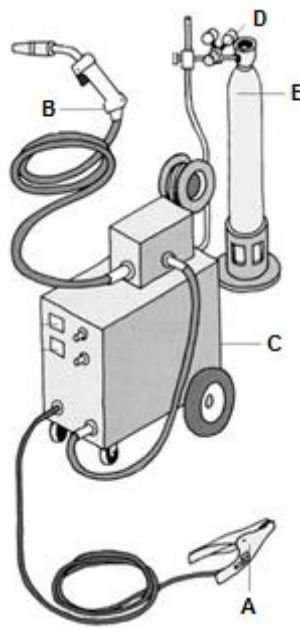


Figura 4.45. Sistema de soldadura MAG (23).

A) Pinza de masa: se conecta al elemento a soldar, y sirve para establecer la corriente necesaria y realizar el arco eléctrico.

B) Antorcha o pistola: tiene como finalidad realizar la soldadura y protegerla. Está formada por una serie de componentes, los cuales se muestran en la Figura 4.46:

1. Mango: sirve para sujetar la pistola. Tiene una forma ergonómica, y está compuesto por un aislante térmico y eléctrico. También posee un circuito de refrigeración.
2. Cuello: Tiene diferentes tamaños y formas. Por el cuello circula el material de aportación y el gas. También consta de un aislante, ya que por el interior circula corriente.
3. Interruptor: activa el transformador eléctrico, los rodillos que desplazan el material de aportación y la electroválvula que permite el paso de gas.
4. Conducto portacables.
5. Tobera/bocacha: sirve para dirigir el gas y proteger los elementos interiores. Es de latón y está cromada para que no se adhieran las proyecciones de la soldadura. Se ha de cambiar dependiendo del diámetro del material de aportación.
6. Tubo de contacto: transmite la corriente al material de aportación. Está compuesto de cobre, ya que es un buen conductor. Se ha de cambiar si varía el diámetro del material de aportación.
7. Portatubos: se fija al cuello roscado y tiene 3 objetivos: dirigir el gas hacia la tobera mediante orificios, transmitir la corriente hacia el tubo de contacto y fijar la tobera.
8. Aislante: evita que la tobera se suelde. Es de plástico y se puede fundir si se hace un uso intensivo.

9. Tubo-guía en espiral: está compuesto por teflón, fibra de carbono o nylon, y es necesario usar una sirga en forma de muelle. Se ha de cambiar en función del material de aportación.
10. Manguera: es un elemento importante, ya que contiene el tubo por el cual pasa el material de aportación, y el conducto que transporta el gas de la botella.
11. Electrodo: está compuesto por el material de aportación.
12. Suministro de gas de protección.
13. Suministro de corriente de soldeo.

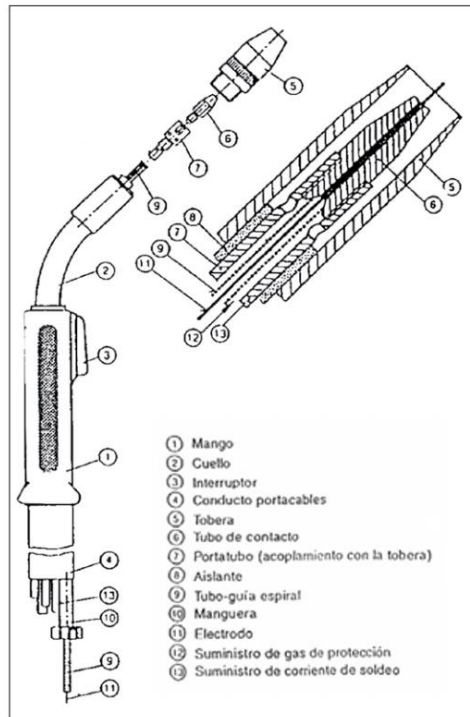


Figura 4.46. Componentes de la antorcha (24).

Se ha de prestar especial atención a la tobera y al tubo de contacto, ya que son los elementos que sufren más desgaste debido a:

- No limpiar la tobera de las impurezas generadas en el proceso de soldadura.
- Contacto entre la tobera y la pieza a soldar durante el proceso, sin dejar una distancia mínima entre ambas.
- Emplear una intensidad de soldadura demasiado elevada, sin mantener una distancia mínima entre la tobera y la chapa.
- No dejar el suficiente tiempo de enfriamiento tras realizar soldaduras largas.

C) Equipo generador de corriente: es un componente muy importante, ya que actúa como un transformador de corriente para crear el arco voltaico. Dicho transformador varía la tensión nominal de 220 V o 380 V a los parámetros adecuados de la máquina MAG. La intensidad varía de 20 a 500 Amperios, y el voltaje varía entre 10 y 40 Volts.

También dispone de un panel de control para ajustar los parámetros de soldadura. Se pueden ajustar los siguientes parámetros:

- Botón de encendido.
- Regulador de intensidad: se cambia en función del grosor de la chapa, del diámetro del hilo y el tipo de material.
- Regulador de velocidad del hilo: puede regularse de 0m/min a 15m/min, en función del grosor y tipo de material.
- Spot time: regula el tiempo de soldadura. Si se establece el valor máximo suelda indefinidamente, a menos que se interrumpa el proceso.
- Tipo de corriente: se emplea corriente continua para soldar acero y alterna para soldar aluminio.

Además, también consta de un sistema de alimentación del material de aportación. Al activar el pulsador de la antorcha, un motor eléctrico acciona unos rodillos que desplazan el hilo del material de aportación desde una bobina.

D) Manorreductor de presión: El reloj de alta presión de la botella indica un valor máximo de 315 bar, mientras que el reloj de baja presión posee un valor máximo de 28 bar.

E) Botella: las botellas de corgón son de color gris con la parte superior verde. Tienen una altura aproximada de 1.5 metros, poseen una capacidad de 50 litros y trabajan a una presión de 200 bar. Como norma general, el caudal de gas utilizado es 10 veces el diámetro del material de aportación. Por ejemplo, si el diámetro es de 0.8 mm, el caudal de gas deberá ser de 8l/min.

4.12.1. Funcionamiento

Durante el proceso de soldadura, se crea un arco voltaico, siendo el material de aportación el polo positivo, mientras que la pieza a soldar es el polo negativo. El material de aportación, al tocar la pieza, produce un cortocircuito. El efecto tenaza corta el hilo del material de aportación y se suelda a la pieza. Se vuelve a generar un arco voltaico, el cual aplana la soldadura y calienta de nuevo el material de aportación. Este proceso puede repetirse entre 50 y 200 ciclos por segundo. La distancia entre la tobera y el elemento a soldar es de entre 6 y 15 mm, dependiendo de la intensidad de soldadura. La inclinación de la boquilla ha de ser de entre 10 y 30 grados respecto a la vertical.

Para ajustar correctamente una máquina de soldar MAG, primero se ha de regular la intensidad en función del espesor y del material del elemento a soldar. Si la intensidad es alta, se creará un agujero, y si es baja, se generará una soldadura poco penetrante. Una soldadura correcta ha de atravesar la pieza generando un pequeño abultamiento.

A continuación, se ajusta la velocidad del hilo en función del espesor, del material de la pieza a soldar y de la intensidad marcada previamente. Si la velocidad del hilo es muy alta, quedará una soldadura muy abultada, estrecha y poco penetrante. Además, la pistola tenderá a alejarse de la chapa y se generarán muchas proyecciones.

El diámetro del material de aportación que se empleará es de 1mm. La guía de parámetros que facilita el fabricante es la siguiente:

Espesor de la chapa (mm)	Diámetro del hilo (mm)	Intensidad de soldadura (A)	Voltaje del arco (V)	Velocidad de soldadura (cm/min)	Gas de protección
1	1,0	50 - 60	14,5 - 15,5	35 - 40	Ferromaxx® 7
2	1,0	105 - 115	16,5 - 17,5	30 - 35	Ferromaxx® 7
3	1,0	100 - 110	17 - 18	20 - 25	Ferromaxx® 7

Pasada	Diámetro del hilo (mm)	Intensidad de soldadura (A)	Voltaje del arco (V)	Velocidad de alimentación del hilo (m/min)
Raíz	1	100 - 110	17 - 19	3,5 - 4,0
2 - n	1,2	290 - 310	29 - 31	9,5 - 10,5

Figura 4.47. Parámetros de soldadura recomendados (25).

En la estructura del chasis, como los tubos tienen un espesor de 2.5 mm, se deciden escoger valores intermedios entre 2mm y 3mm. La intensidad seleccionada es de 112 A, el voltaje 17 V y la velocidad de soldadura 270 mm/min.

4.12.2. Propiedades mecánicas de la zona soldada

Al realizar este proceso, se generan temperaturas muy altas, con un enfriamiento posterior muy rápido. Por este motivo, es importante realizar una buena soldadura, ya que se pueden generar cambios importantes en las propiedades mecánicas de la zona más próxima a la soldadura, denominada ZAC (Zona Afectada por el Calor). Si la temperatura asciende por encima de A3, se entra en la zona de austenita.

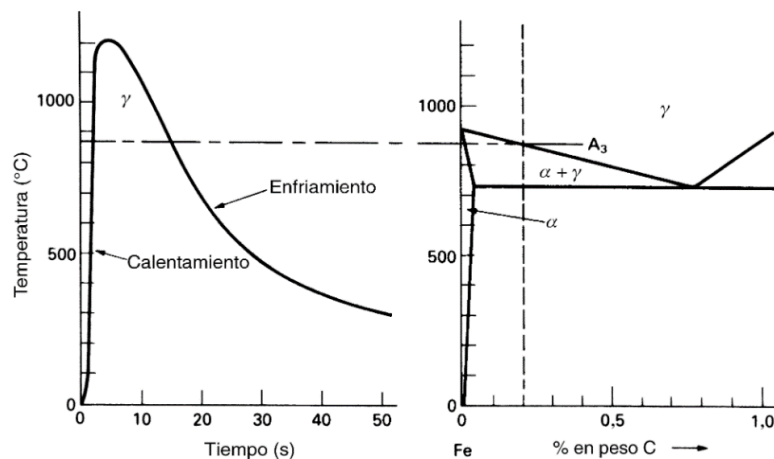


Figura 4.48. Cambio en la estructura en relación a la temperatura (26).

Uno de los factores más importantes en la soldadura es el tiempo de enfriamiento. Si se produce un enfriamiento muy rápido, se creará una estructura de martensita, la cual tendrá una dureza muy grande y será propensa a sufrir una fractura frágil. Si el enfriamiento es más lento, se generarán zonas más blandas de ferrita y bainita, disminuyendo el límite elástico, pero se evita el riesgo por fractura frágil. En el diseño del chasis, la zona con mayor tensión es la unión delantera soldada entre la parte frontal y los tubos centrales, como se ha podido observar en la Figura 4.8. Por lo tanto, es una zona en la cual se ha de tener especial atención a la hora de realizar la soldadura. Así pues, a continuación, se tratará de obtener un valor de la dureza y del límite elástico mediante fórmulas teóricas.

La aportación de calor es importante, ya que, dependiendo de dicho valor, variarán las propiedades mecánicas de la zona soldada. Con los parámetros de soldadura seleccionados anteriormente, la aportación de calor durante el proceso es la siguiente:

$$Q = e * \frac{60 \cdot I \cdot v}{1000 \cdot V} \quad (\text{Ec. 4.6})$$

$$Q = 0,8 * \frac{60 \cdot 112A \cdot 17V}{1000 \cdot 270mm/min} = 0,338KJ/mm$$

El calor aportado influye directamente sobre el tiempo de enfriamiento. Uno de los métodos más utilizados para calcular las propiedades mecánicas de la zona soldada es el tiempo de enfriamiento entre 800 y 500 °C, el cual se calcula mediante la ecuación 4.7. A medida que el valor de dicha fórmula aumenta, la formación de martensita es menor, y, en consecuencia, la dureza también disminuye. Una de las opciones es establecer un límite de dureza, y a partir de dicho valor, ajustar los parámetros de soldadura.

Para calcular el tiempo de enfriamiento, hay dos posibles hipótesis. Una de ellas, es que el elemento a soldar contiene un espesor muy pequeño, y, por lo tanto, se considera que la disipación de calor ocurre en 2 dimensiones. La otra hipótesis es que, el elemento contiene un espesor lo suficientemente grande como para considerar que la disipación de calor sigue un modelo basado en 3 dimensiones. En este caso, como el espesor es muy reducido, se trabajará con el modelo de 2 dimensiones. Así pues, la fórmula a emplear es la siguiente:

$$t_{8/5} = \frac{(4300 - 4,3 * T_p) * 10^5 * Q^2}{d^2} * \left(\frac{1}{(500 - T_p)^2} + \frac{1}{(800 - T_p)^2} \right) * F2 \quad (\text{Ec. 4.7})$$

Donde T_p es la temperatura de precalentamiento. De momento no se precalentará el acero, ya que primero es conveniente determinar que dureza se obtiene sin ningún tratamiento térmico, y en el caso de que la dureza sea excesiva, aplicar el tratamiento correspondiente. El valor de d corresponde al espesor del tubo, en este caso, de 2.5 mm. Por último, el factor $F2$ varía en función del tipo de unión a realizar. En la construcción del chasis, la unión entre tubos corresponde al método de unión en T, el cual tiene un factor $F2$ de 0.45.

Weld geometry	F_2 (two-dimensional)
Building-up weld	1.0
Filling passes of butt welds	0.9
Covering passes of butt welds	1.0
One-pass fillet weld (Corner joint)	0.9
One-pass fillet weld (T-joint)	0.45

Figura 4.49. Valor del factor $F2$ en función del tipo de soldadura (27).

Una vez conocidos los valores, al emplear la ecuación 4.7, se obtiene el siguiente resultado:

$$t_{8/5} = \frac{(4300 - 4,3 * 0) * 10^5 * (0,338 \text{ KJ/mm})^2}{(2,5 \text{ mm})^2} * \left(\frac{1}{(500 - 0)^2} + \frac{1}{(800 - 0)^2} \right) * 0,45 = 8,64 \text{ s}$$

Es decir, el tiempo de enfriamiento entre 800 y 500 °C es de 8.64 segundos. Para calcular la dureza final hay varios métodos disponibles, aunque los dos más utilizados son el método de Düren y el método de Yurioka. Se utilizarán ambos para calcular la dureza, y se escogerá la mayor dureza que se obtenga, para considerar el peor caso.

4.12.3. Método de Düren

En primer lugar, se utiliza el método de Düren. Uno de los parámetros necesarios es el carbono equivalente. Se han desarrollado distintos procedimientos para calcular el valor del carbono equivalente, aunque, dependiendo del método, se utilizará una expresión u otra. En el caso del método de Düren se emplea la siguiente fórmula:

$$CE = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

En dicha fórmula, se tiene en consideración el contenido de carbono y del resto de elementos, ya que es un aspecto clave. Para el acero S355J2, la composición química es la siguiente:

Tabla 4.11. Composición del acero S355J2.

	C	Mn	Si	P	S
Composición (%)	≤0,20	≤1,6	≤0,55	≤0,03	≤0,03

Por lo tanto, empleando la ecuación 4.8, el carbono equivalente tiene un valor de:

$$CE = 0,20 + \frac{0,55}{11} + \frac{1,6}{8} = 0,45$$

Una vez que ya se conoce el valor del carbono equivalente, es posible obtener la dureza en la estructura martensítica (HV_M), en la estructura formada por la bainita (HV_B), y el valor total de la dureza máxima (HV) producida en la Zona Afectada por el Calor :

$$HV_M = 802 * C + 305 \quad (\text{Ec. 4.9})$$

$$HV_M = 802 * 0,2 + 305 = 465,$$

$$HV_B = 350 * CE + 101 = 241 \quad (\text{Ec. 4.10})$$

$$HV_B = 350 * 0,45 + 101 = 241$$

$$HV = 2019 * \left[C * \left(1 - 0,5 * \log t_{\frac{8}{5}} \right) + 0,3 * (CE - C) \right] + 66 * \left(1 - 0,8 * \log t_{\frac{8}{5}} \right) \quad (\text{Ec. 4.11})$$

$$HV = 2019 * [0,2 * (1 - 0,5 * \log 8,64) + 0,3 * (0,45 - 0,2)] + 66 * (1 - 0,8 * \log 8,64)$$

$$HV = 383$$

Así pues, para un tiempo de enfriamiento de 8.64 segundos, la dureza es de 383 HV. Si en la ecuación 4.11, se sustituye el tiempo de enfriamiento por distintos valores, se obtiene un gráfico como el que se muestra a continuación:

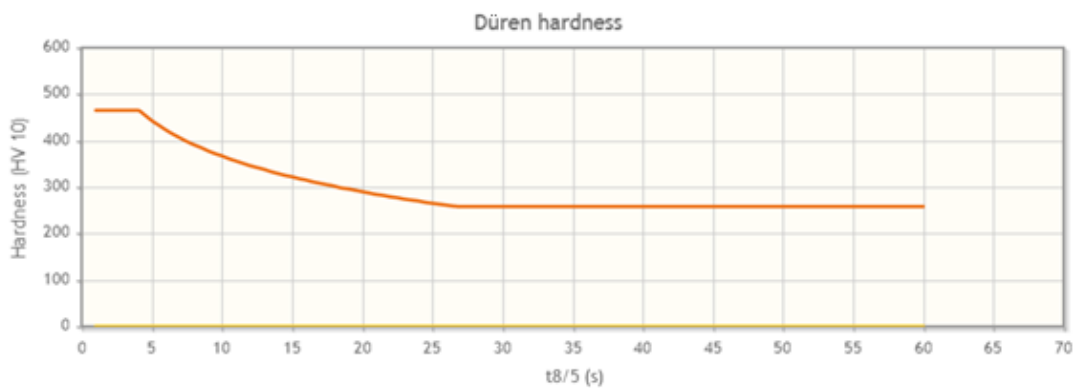


Figura 4.50. Gráfico de la dureza en función del tiempo de enfriamiento según el método de Dürren.

4.12.4. Método de Yurioka

El siguiente método es el de Yurioka. Se necesitan calcular 3 tipos distintos de carbono equivalente, los cuales se denominan CE1, CE2 y CE3. Otros parámetros necesarios a calcular son la dureza en la estructura martensítica (HV_M) y en la estructura formada por la bainita (HV_B):

$$CE1 = C + \frac{Si}{24} + \frac{Mn}{6} + \frac{Cu}{15} + \frac{Ni}{12} + \frac{Cr}{8} + \frac{Mo}{4} \quad (\text{Ec. 4.12})$$

$$CE1 = 0,2 + \frac{0,55}{24} + \frac{1,6}{6} = 0,49$$

$$CE2 = C + \frac{Si}{24} + \frac{Mn}{5} + \frac{Cu}{10} + \frac{Ni}{18} + \frac{Cr}{5} + \frac{Mo}{2,5} + \frac{Nb}{3} + \frac{V}{5} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

$$CE2 = 0,2 + \frac{0,55}{24} + \frac{1,6}{5} = 0,54$$

$$CE3 = C + \frac{Mn}{3,6} + \frac{Cu}{20} + \frac{Cr}{5} + \frac{Ni}{9} + \frac{Mo}{4} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

$$CE3 = 0,2 + \frac{1,6}{3,6} = 0,64$$

$$HV_M = 884 * C \cdot (1 - 0,3 * C^2) + 294 \quad (\text{Ec. 4.15})$$

$$HV_M = 884 * 0,2 \cdot (1 - 0,3 * 0,2^2) + 294 = 468$$

$$HV_B = 145 + 130 * \tanh(2,65 * CE2 - 0,69) \quad (\text{Ec. 4.16})$$

$$HV_B = 145 + 130 * \tanh(2,65 * 0,54 - 0,69) = 227$$

Finalmente, se obtiene la dureza. Para ello, en primer lugar, se ha de calcular el valor de la variable x:

$$x = \frac{4 * \left[\ln\left(\frac{t_8}{5}\right) - \ln(e^{10,6*CE1-4,8}) \right]}{[\ln(e^{6,2*CE3+0,74}) - \ln(e^{10,6*CE1-4,8})]} - 2 \quad (\text{Ec. 4.17})$$

$$x = \frac{4 * [\ln(8,64) - \ln(e^{10,6*0,49-4,8})]}{[\ln(e^{6,2*0,64+0,74}) - \ln(e^{10,6*0,49-4,8})]} - 2 = -0,37$$

$$HV = 0,5 * (HV_M + HV_B) - 0,455(HV_M - HV_B) * \arctan(x) \quad (\text{Ec. 4.18})$$

$$HV = 0,5 * (468 + 227) - 0,455(468 - 227) * \arctan(-0,37) = 387$$

De nuevo, si en la ecuación 4.17 se sustituye el tiempo de enfriamiento por varios valores, se obtiene un gráfico como el que se muestra a continuación:

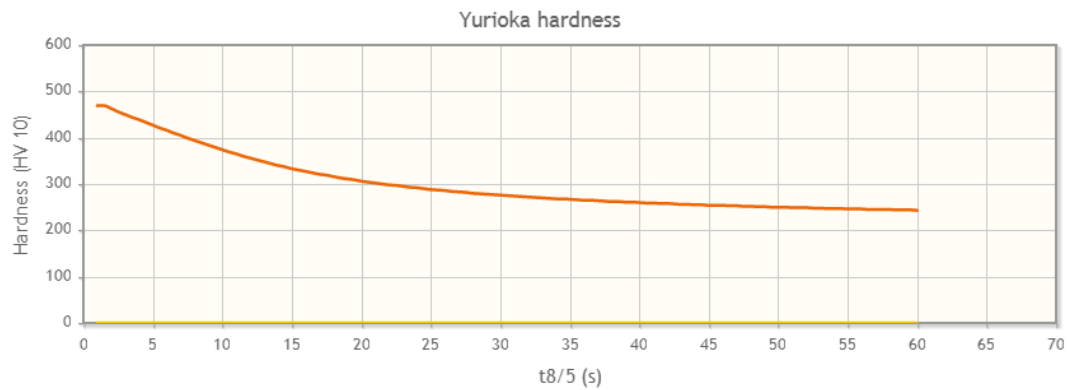


Figura 4.51. Gráfico de la dureza en función del tiempo de enfriamiento según el método de Yurioka

En ambos métodos, se obtiene una dureza prácticamente idéntica. Para considerar el peor caso, se escoge la dureza más alta obtenida, que corresponde al método de Yurioka, con un valor de 387 HV. Una vez que se conoce el valor de la dureza, es posible obtener el límite elástico en la Zona Afectada por el Calor mediante la siguiente fórmula:

$$\sigma = 3,25 * HV - 349 \quad (\text{Ec. 4.19})$$

$$\sigma = 3,25 * 387 - 349 = 908,75 \text{ MPa}$$

En teoría, la zona soldada tiene una resistencia mayor que el material base S355J2, el cual tiene un límite elástico de 355 MPa. Pero el principal inconveniente es que este incremento en el límite elástico se consigue a cambio de un aumento en la fragilidad. Es preferible tener un límite elástico inferior, ya que se asegura que el material no tendrá un comportamiento frágil. En la Figura 4.51, se observa que,

cuanto mayor es el tiempo de enfriamiento, menor es la dureza. Con el tiempo de enfriamiento calculado inicialmente en la ecuación 4.7, se ha obtenido un valor de 8.64 segundos, y una dureza de 387 HV. Si se aumenta el tiempo, la dureza disminuye hasta llegar a un instante donde la curva del gráfico reduce su descenso. Así pues, se necesita más tiempo para conseguir una reducción de la dureza. La dureza del metal base es de aproximadamente 200 HV, y se ha de intentar que la zona soldada tenga una dureza similar, para obtener una soldadura con características uniformes en la totalidad del área. Es posible cambiar el tiempo de enfriamiento variando los parámetros de la soldadura. En la siguiente tabla, se recogen los parámetros utilizados anteriormente, y los nuevos parámetros propuestos, para aumentar el tiempo de enfriamiento, y, por lo tanto, reducir la dureza.

Tabla 4.12. Parámetros de soldadura antiguos y nuevos.

	Parámetros antiguos	Parámetros nuevos
Intensidad (A)	112	125
Voltaje (v)	17	28
Velocidad de soldadura (mm/min)	270	200
Tiempo de enfriamiento (s)	8,64	53,24
Dureza (HV)	387	247
Límite elástico (MPa)	908,75	453,75

Variando ligeramente los parámetros de soldadura, se consigue aumentar el tiempo de enfriamiento de 8.64 segundos hasta 53.24 segundos. Además, este aumento provoca una reducción en la dureza desde 387 hasta 247 HV, lo cual también reduce la fragilidad. Dicho valor se aproxima a la dureza de 200 HV del acero S355J2. Se podrían variar más los parámetros, aunque, como se observa en la Figura 4.51, la reducción de dureza sería mínima. Por lo tanto, los nuevos parámetros expuestos en la Tabla 4.12 son los que se utilizarán en el proceso de soldadura del chasis.

5. Sistema de dirección

La dirección de un kart se caracteriza por su sencillez, pero al mismo tiempo, por su efectividad. A diferencia de los sistemas de dirección de los vehículos convencionales, en un kart no hay dirección asistida, ya que el peso es lo bastante reducido como para poder girar la dirección sin necesidad de sistemas auxiliares. En primer lugar, la dirección está compuesta por el volante, el cual está conectado a una columna. A su vez, la columna incorpora en la zona inferior una o dos placas de acople, donde irán unidas las barras cilíndricas denominadas bieletas. Las bieletas están conectadas a unos elementos conocidos como manguetas, los cuales se alojan en unas piezas en forma de 'U', denominadas horquillas. Finalmente, el neumático va unido a la mangueta, y fijado mediante una tuerca.

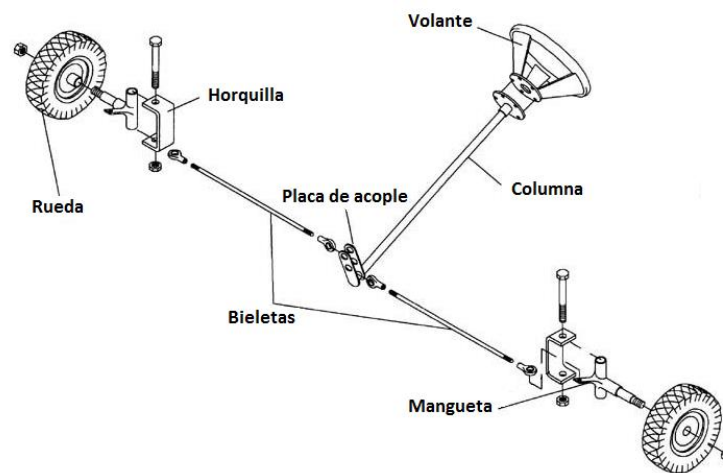


Figura 5.1. Sistema de dirección (28).

Al girar el volante, se produce al mismo tiempo la rotación de la columna, y, en consecuencia, de las placas de acople. Al girar las placas de acople, se mueven las bieletas axialmente, produciendo la rotación de las manguetas. Las manguetas constan de 3 partes: el cuerpo, el cual va alojado en la horquilla, el brazo, donde se conecta la bieleta, y el buje, el cual es una pieza cilíndrica donde va unida la rueda. Por lo tanto, al rotar la mangueta, se produce el giro del neumático.



Figura 5.2. Bieleta, horquilla y partes de las cuales se compone la mangueta (29).

Existen diferentes variables en la geometría de la horquilla y la mangueta. La convergencia es la inclinación de las ruedas vista desde la parte superior, mientras que el ángulo de caída es la inclinación de las ruedas vista desde la parte frontal. En el diseño del kart, se mantendrán estos valores con un ángulo de 0 grados, ya que, con dicho valor, la superficie del neumático en contacto con el asfalto es máxima. En ciertas situaciones, cambiar estos valores resulta beneficioso, en concreto, si se observa un desgaste más alto en una parte del neumático que en la opuesta. Se puede conseguir un desgaste más igualado cambiando la inclinación, de modo que la zona con más desgaste está con un contacto menor en el asfalto. Sin embargo, estos valores solo pueden cambiarse experimentando con diferentes inclinaciones y viendo el desgaste del neumático.

Otro de los aspectos de la geometría que se puede variar es el ángulo de avance. La ventaja de disponer de un ángulo de avance es que, la fuerza lateral que se genera al tomar una curva hace que las ruedas vuelvan a la posición inicial si no se aplica ninguna fuerza. No obstante, al iniciar una curva, esta fuerza se opone al giro de las ruedas. Por lo tanto, cuanto mayor sea el ángulo de avance, mayor será la tendencia de las ruedas a volver a la posición inicial, pero será necesario aplicar más fuerza al volante al iniciar un giro. El ángulo de avance también provoca que, en ocasiones, al tomar una curva, la rueda trasera interior se eleve, haciendo que el kart solo tenga 3 ruedas en contacto con el suelo. Esto resulta útil, ya que, al tomar una curva, las ruedas motrices no tienen el mismo radio de giro. En un vehículo utilitario, el diferencial se encarga de corregir la diferencia de radios, pero un kart no incorpora diferencial. Por este motivo, al tomar una curva muy cerrada, si se eleva una de las ruedas traseras, solo hay una rueda motriz en contacto con el asfalto, facilitando el giro. Este hecho es importante en la competición, aunque no se tendrá en cuenta en la realización de este proyecto, ya que no es necesario para un uso recreativo. Solo se incorporará un ángulo de avance si las fuerzas laterales no son capaces de regresar el volante a la posición inicial con facilidad.

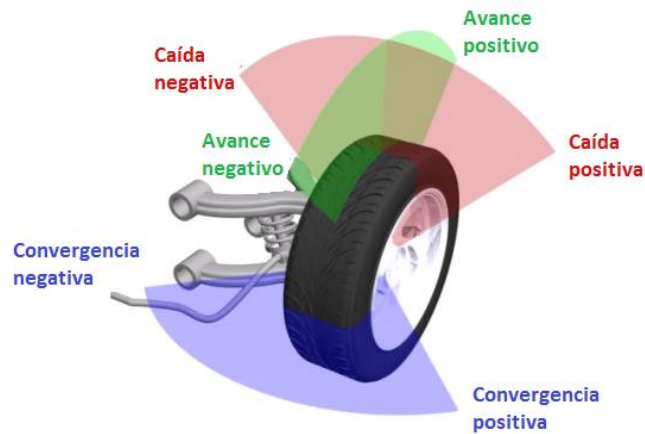


Figura 5.3. Ángulos de inclinación del neumático (30).

5.1. Diseño

En primer lugar, se ha de diseñar el volante. Para ello, se utilizarán tubos de tamaño 21.3x2mm, como en los soportes del chasis, ya que es un buen tamaño para poder utilizar el volante con comodidad. Además, otro de los motivos es que, siguiendo el mismo procedimiento que en el diseño de los soportes, es preferible usar un tubo existente, ya que así se evita realizar otro pedido con una barra de longitud mínima de 6 metros si solo se va a utilizar una parte. El tubo de 21.3x2mm se utiliza para realizar el perímetro del volante y la columna de dirección. En la construcción del volante, se cortan 2 tubos, se curvan 180 grados y se sueldan ambos. Sin embargo, las barras que unen el contorno del volante con la columna no pueden ser del mismo diámetro, ya que, por condiciones geométricas, no podrían unirse entre sí en el centro. Así pues, se escoge otra barra de 16mm de diámetro de acero S235JR, ya que también se utilizará más adelante en la construcción de la mangueta.

La inclinación de la columna de dirección es de 50 grados respecto al plano horizontal, para que se introduzca bien en el orificio del depósito. La longitud total es de 610mm, puesto que, con esta medida, el volante queda a una buena altura respecto al piloto. Finalmente, el diámetro del volante es de 220mm, ya que si fuera más grande sería incómodo, mientras que si es más pequeño, el piloto debería realizar más fuerza para girar el volante.

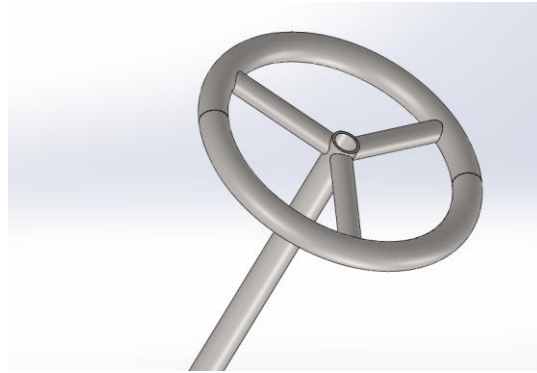


Figura 5.4. Diseño del volante y de la columna de dirección.

También es necesario diseñar una estructura de soporte en la parte inferior para alojar la columna de dirección. Como la columna tiene un diámetro de 21.3mm, el tubo necesario para el soporte ha de ser ligeramente mayor, para permitir cierto juego. Así pues, se fabrica el soporte con un tubo de 25mm de diámetro, y se escoge un grosor de 1.5mm, de modo que el diámetro interior es de 22mm, mientras que la columna consta de un diámetro exterior de 21.3mm. Se corta una parte del tubo, y en uno de los extremos, se realiza un corte con el ángulo en el cual se encuentra la columna, para que pueda acoplarse correctamente. Esta pieza se suelda a una placa de dimensiones 60x60mm, construida a partir de la lámina de acero S355J2 de 2mm sobrante en la fabricación de la plancha. El soporte se une a la plancha mediante 2 tornillos de métrica M6 y de 15mm de longitud.

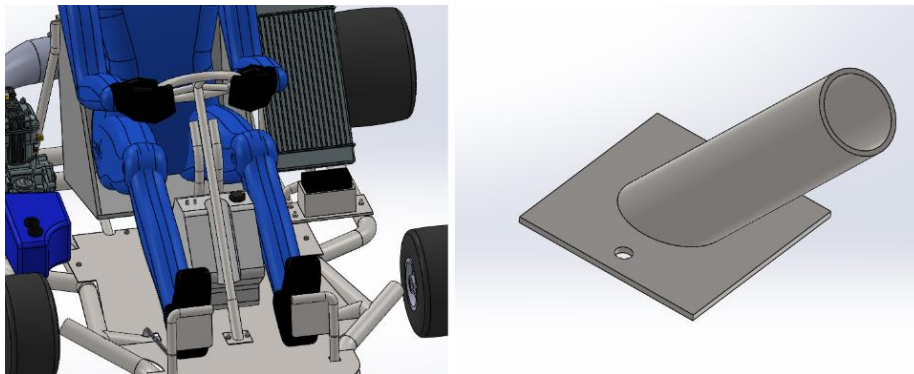


Figura 5.5. Soporte inferior de la columna.

La parte inferior de la columna se encuentra bien apoyada. Sin embargo, si solo se coloca un soporte inferior, la columna se balancearía demasiado, siendo necesario otro soporte en la zona superior. Por este motivo, se utiliza la estructura del depósito diseñada en el apartado 4.8 para sujetar la columna. Para ello, se corta una parte del tubo de 25x1.5mm, y se suelda entre la estructura construida. La columna pasará por el centro del tubo, dando más estabilidad a la dirección.

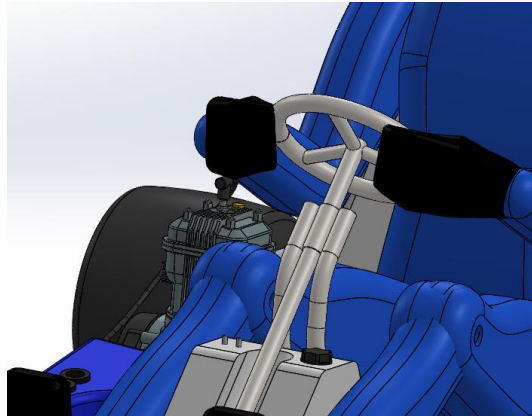


Figura 5.6. Soporte superior de la columna.

Otro problema que se ha de solventar es que, aunque la columna ya se encuentra bien sujeta, aún puede moverse axialmente. Por este motivo, se suelda una pieza redonda en uno de los extremos del soporte superior, fabricada a partir de la lámina de 2 mm utilizada en la plancha, para impedir que la columna pueda moverse hacia abajo a lo largo de su eje. Esta situación suele ser la más habitual, ya que al girar se tiende a realizar fuerza contra el volante.

No obstante, también se ha de asegurar que, en el caso que se realice fuerza hacia arriba, la columna no pueda desplazarse. Para ello, se coloca otra pieza redonda debajo del depósito. Además, se deja una distancia de 1 mm entre la pieza y el depósito para evitar un rozamiento continuo, ya que tirar del volante es una situación inusual, y de este modo, se evita que ambas piezas estén en contacto permanentemente.

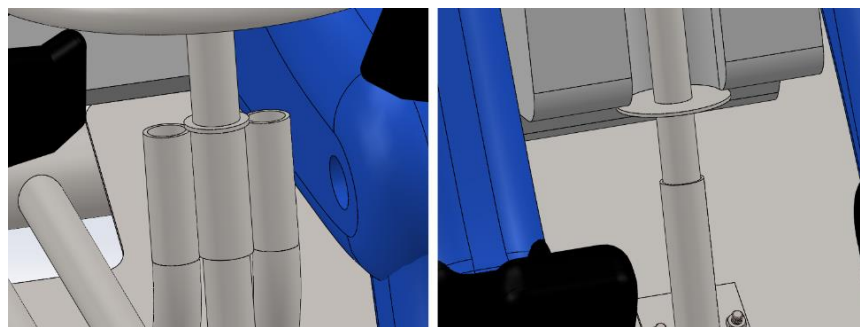


Figura 5.7. Piezas en la parte inferior y superior.

El siguiente paso es diseñar las placas de acople que unen la columna con las bieletas. Las placas se realizan con una parte de la lámina de 2mm utilizada en la plancha. Se realizan orificios en las placas, para introducirlas en la columna, y posteriormente soldarlas. También se realizan orificios roscados de métrica M6 donde irán fijadas las bieletas. La distancia de dichos orificios respecto al eje de la columna es importante, ya que se aplicará más o menos fuerza a las bieletas debido al momento generado en

el volante. Se coloca a una distancia inicial de 42mm respecto a la columna, y posteriormente se realizarán los cambios necesarios.

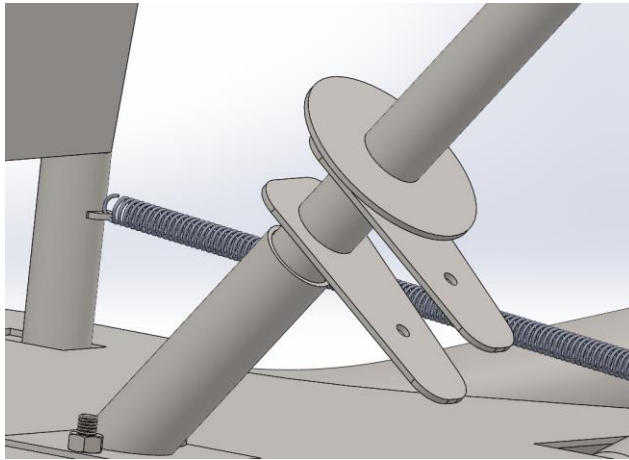


Figura 5.8. Placas de acople del sistema de dirección.

Las bieletas de la dirección deben llevar en sus extremos unas rótulas, para permitir un buen acople en las zonas de unión a las placas y la mangueta. Las dimensiones de la rótula seleccionada se muestran en el Anexo I, y consta de un orificio roscado de métrica M8 donde se introducirá la barra de la bieleta. Para hacer la bieleta, se adquirirá una barra de 8mm de diámetro de la empresa Randrade, y mediante una terraja, se le dará la forma de la rosca en ambos extremos para colocar las rótulas. Una terraja realiza la misma función que un macho roscante, con la diferencia que un macho roscante hace un orificio roscado, mientras que una terraja realiza una zona roscada exterior. La barra utilizada es de acero S235JR, ya que es el único que se comercializa con un diámetro de 8mm. La zona roscada de la barra en ambos extremos tendrá una longitud de 20mm para tener un pequeño margen, ya que las rótulas tienen una longitud del orificio roscado de 16mm. La longitud inicial de las bieletas es de 347mm.



Figura 5.9. Roscado de la barra mediante una terraja y rótula empleada (31)(32).

Como el orificio del rodamiento deslizante de la rótula tiene un diámetro de 8mm, el tornillo de unión entre la rótula y la placa debe ser de un diámetro inferior, para permitir un cierto movimiento. De nuevo, como sucedía anteriormente, se emplea una métrica ya existente. En este caso, una métrica M6 se adapta a las necesidades de la unión. El grosor de los rodamientos es de 11.1mm, el de la placa de acople 2mm y el de la tuerca 5mm. Como hay 2 rótulas y 2 placas, la suma de todo el conjunto es de 31.2mm, y se necesita un tornillo con la longitud más próxima, la cual es de 35mm. Así pues, se utilizará un tornillo de métrica M6 y con una longitud de 35mm.

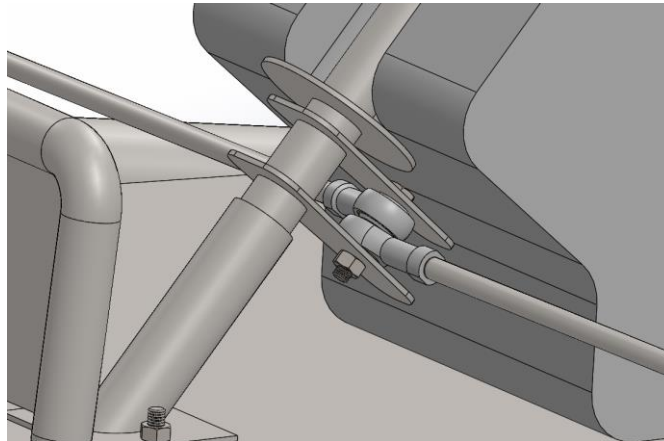


Figura 5.10. Unión de las bieletas a las placas de acople.

Antes de continuar con el diseño de la dirección, es necesario establecer un primer diseño de las horquillas de dirección. Las horquillas suelen fabricarse en forma de 'U', para alojar la mangueta, de modo que se empleará una parte del tubo rectangular de 120x80mm utilizado en la fabricación del soporte del motor (Apartado 4.6). Como el diámetro de los tubos del chasis es de 42.4 mm, la horquilla deberá tener una longitud mayor para poder estar en contacto con el extremo del tubo y poder soldar ambos componentes. Se diseñará con una longitud inicial de 80 mm de ancho, y la parte de 120mm del tubo rectangular se cortará a 60mm.

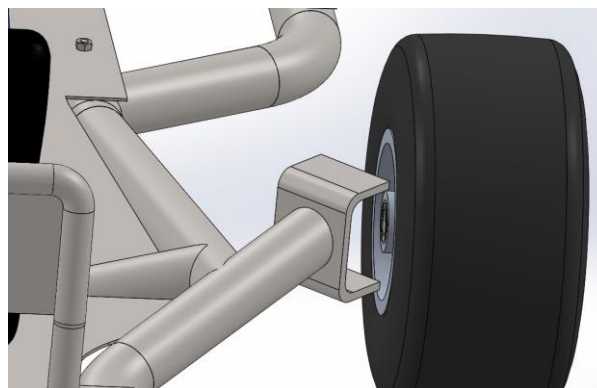


Figura 5.11. Horquillas soldadas al chasis.

Una vez realizado el primer diseño de la horquilla, se puede proceder a construir la mangueta. Como se ha mostrado en la Figura 5.2, la mangueta consta de 3 partes. El componente principal es el cuerpo, el cual va alojado en la horquilla, y se fabricará con la barra de 16mm de acero S235JR. A su vez, el cuerpo consta de 2 piezas soldadas. Una de ella es el brazo, el cual se fabricará a partir del tubo rectangular de 6mm de espesor. La segunda pieza soldada es el buje. Como el orificio del rodamiento de las ruedas delanteras tiene un diámetro de 17mm, el buje se realizará con un diámetro de 16mm, para permitir un buen ajuste, de modo que también se empleará una barra de 16mm de acero S235JR. En el cuerpo, será necesario realizar un orificio con una broca, para introducir el tornillo de fijación a la horquilla. Además, también se deben introducir rodamientos en los extremos, para hacer que el giro de la mangueta sea más suave. Se ha de seleccionar un rodamiento que tenga un diámetro interior de una métrica ya utilizada anteriormente, y un diámetro exterior que no supere los 16mm, ya que es el diámetro total de la barra. Un rodamiento que se adapta a estas características es el que consta de un diámetro interior de 6mm, un diámetro exterior de 13mm y un grosor de 5mm, del cual se muestran los detalles en el Anexo J. El rodamiento seleccionado corresponde al grupo de rodamientos rígidos de bolas, ya que es uno de los más empleados, y resiste esfuerzos radiales y axiales.

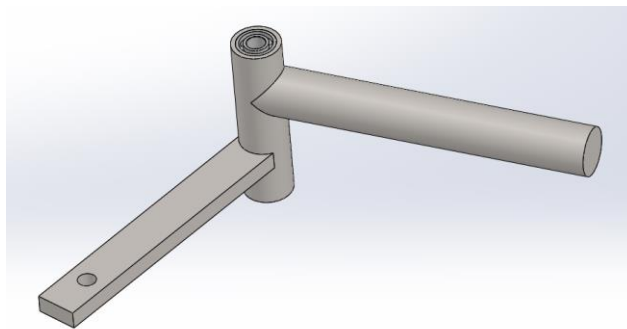


Figura 5.12. Mangueta con rodamientos en los extremos.

Por lo tanto, se realizan orificios roscados de métrica M6 en los extremos de la horquilla, mientras que en el cuerpo de la mangueta se efectúa un orificio mediante una broca de 6.5mm, para permitir un buen ajuste del tornillo. Seguidamente, en los extremos del cuerpo se deberán realizar orificios de profundidad 5mm, con una broca de 13mm, para introducir los rodamientos.

El espesor de uno de los extremos de la horquilla es de 6mm, y la longitud interior de la horquilla es de 68mm, y ambos suman 74mm. Así pues, se necesita un tornillo con una parte lisa de mínimo 74mm, la cual estará en contacto con los dos rodamientos. Como el tornillo de métrica M6 tiene una parte roscada de 18mm, la longitud total mínima es de 92mm. El tornillo más cercano es de longitud 100mm, de modo que el tornillo necesario es M6x100x18mm. El extremo inferior debe estar en contacto con la rosca de la horquilla, para evitar que se mueva. Con un tornillo de estas características, la parte roscada no está en contacto con la parte inferior de la horquilla. Para solucionarlo, se colocan cinco

arandelas ISO 7089 M6, con un espesor de 1.6mm cada una, haciendo que en la zona inferior la parte roscada del tornillo esté completamente en contacto con la horquilla, asegurando una buena fijación. En el brazo de la mangueta se realiza un orificio roscado de métrica M6, en el cual se colocará el otro extremo de la bieleta, y ambos se unirán mediante un tornillo ISO 4017 de métrica M6 y 25mm de longitud. Además, también es necesario fabricar unas piezas que actúen como separadores, de modo que mantengan fija la parte interior del rodamiento, mientras que la parte exterior queda libre para que rote. En primer lugar, se cortan dos piezas de 5mm de largo de la barra maciza de 8mm de diámetro sobrante en la construcción de las bieletas. Una vez que se obtienen estas piezas, se realizan unos orificios roscados de métrica M6 para introducir el tornillo. Estas piezas se situarán en los extremos del cuerpo de la mangueta.

Para facilitar la comprensión de todo lo explicado anteriormente, a continuación, se muestra una imagen del conjunto de la mangueta montado en la horquilla. También se muestra otra imagen, donde se realiza un seccionado del cuerpo de la mangueta, y donde se observa el tornillo M6x100x18mm, las 5 arandelas, el cuerpo con los 2 rodamientos, las 2 piezas de 5mm y la tuerca inferior.

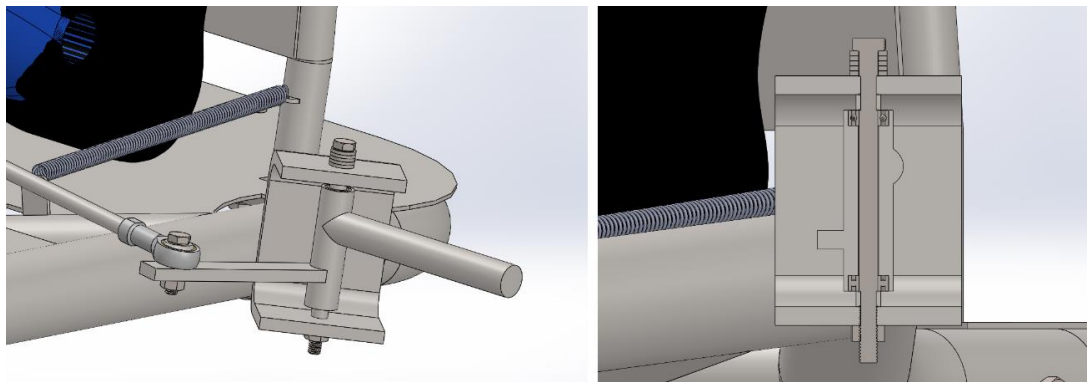


Figura 5.13. Instalación de la mangueta y vista en sección del cuerpo de la mangueta.

El buje debe pasar por los rodamientos de la llanta. Como se ha comentado, el diámetro interior de los rodamientos es de 17mm, y el diámetro del buje es de 16mm. Para fijar la llanta a la mangueta, en el extremo del buje se realiza una rosca mediante una terraja de métrica M16, para colocar una tuerca de fijación que impida a la llanta salir de la mangueta. Como el grosor de la tuerca de métrica M16 es de 13mm, la zona roscada se hará con la misma longitud. Además, se introducirá un separador de acero ya que, si la rueda estuviera demasiado cerca del chasis, la llanta podría tocar con la horquilla. Como el buje tiene un diámetro de 16mm, para realizar el separador se emplea el tubo de 21.3x2mm utilizado en las estructuras de soporte, ya que consta de un diámetro interior de 17.3mm, con lo cual se adaptará bien al buje. El primer separador tiene una longitud de 25mm.

A continuación, se coloca la rueda, y seguidamente se introduce otro separador de 5mm construido con el mismo tubo, puesto que, si se coloca la tuerca junto a la rueda, tocaría con el rodamiento, impidiendo que gire correctamente.

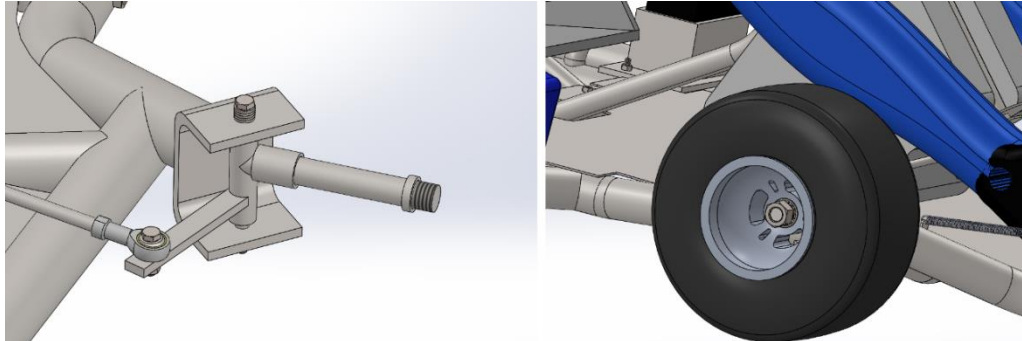


Figura 5.14. Separadores montados en el buje con la parte roscada, e instalación de la rueda y la tuerca.

5.1.1. Geometría de Ackermann

Una vez realizado un primer diseño del sistema de dirección, uno de los elementos más importantes es el ángulo de Ackermann. Las ruedas traseras siempre están alineadas al frente, mientras que las delanteras pueden adoptar distintas posiciones. El centro instantáneo de rotación de las ruedas delanteras ha de estar situado sobre la línea imaginaria que pasa por el eje trasero.

Si al tomar una curva, las ruedas se mantienen paralelas, el centro instantáneo de rotación de cada rueda es distinto. Esto hace que el kart no gire correctamente, y se produce el fenómeno conocido como subviraje, es decir, dificultad para tomar una curva al girar el volante. Sin embargo, el radio de giro de las ruedas delanteras no es el mismo, y, por lo tanto, cada una debe adoptar un ángulo distinto, de modo que ambas giran sobre el centro de rotación de la curva. En este caso, el centro instantáneo de ambas ruedas coincide, haciendo que el kart pueda girar correctamente.

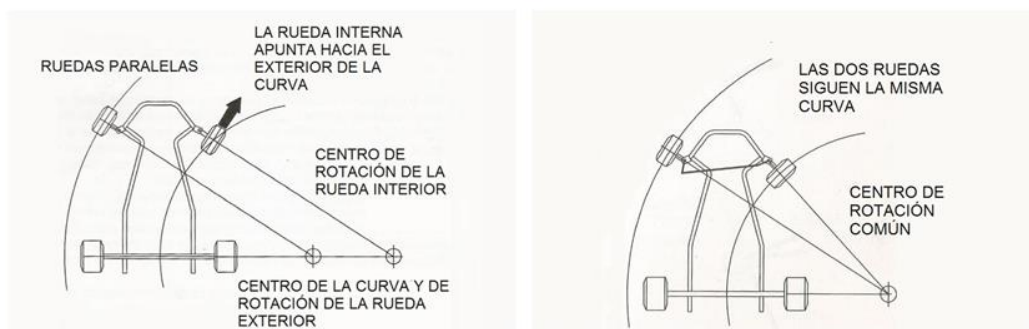


Figura 5.15. Ejemplos de una geometría incorrecta y otra adecuada (33).

La primera condición para que se cumpla la geometría de Ackermann es que, si se trazan ejes imaginarios en los brazos de las manguetas, deben cruzarse justo en el eje trasero. De este modo, se asegura que el sistema de dirección trabaja con una geometría ideal, o al menos, lo más cerca posible. Si no se cumple esta condición, pueden suceder 2 casos. Uno de ellos es que la unión de los ejes imaginarios quede por debajo del eje trasero, lo cual implica un radio de giro mayor respecto a la geometría ideal. Si el cruce de ambos ejes queda por encima del eje trasero, el radio de giro es menor, por lo que la capacidad del kart para tomar curvas aumentaría, aunque en ambos casos, la geometría de Ackermann no sería precisa. Así pues, se recomienda mantener el cruce de ejes en la posición correcta.

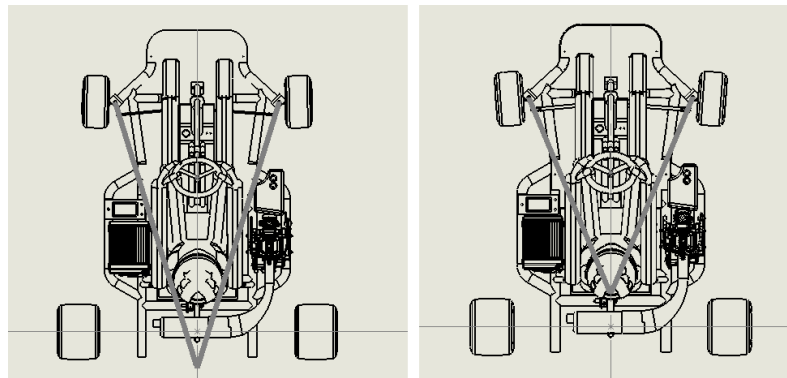


Figura 5.16. Cruce de ambos ejes por debajo y por encima del eje trasero.

La segunda condición es que, al llegar al tope de la dirección, los ejes imaginarios de las ruedas delanteras deben coincidir en un mismo punto sobre el eje trasero, formando el centro instantáneo de rotación del kart. De este modo, se asegura que, con el volante girado al máximo, la geometría trabaje bien, ya que en este instante las ruedas tienen una inclinación máxima, y el riesgo de deslizamiento es mayor.

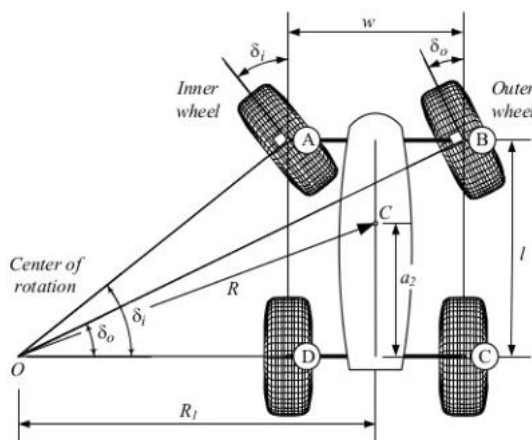


Figura 5.17. Centro instantáneo de rotación situado en el punto O (34).

Por lo tanto, una de las condiciones que debe cumplir la geometría es que:

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \quad (\text{Ec. 5.1})$$

La proporción de giro de la dirección es la relación entre el ángulo girado por el volante y el ángulo que realmente gira la rueda interior, y también es un factor importante. Habitualmente, en un kart, la proporción suele ser 1:1, es decir, la rueda interior gira con el mismo ángulo con el cual se rota el volante.

El ángulo de Ackermann se puede cambiar variando el ángulo de inclinación de los brazos de las manguetas, la dimensión de las placas de acople, de las bieletas y de la posición de anclaje entre la bieleta y el brazo de la mangueta. Por este motivo, es muy importante tener un primer diseño de la dirección, ya que resulta mucho más fácil conocer la geometría con el diseño actual, y realizar los cambios necesarios para mejorar el sistema de dirección. Normalmente, el volante de un kart gira alrededor de 45 grados a izquierda y derecha, es decir, tiene un recorrido total de 90°. Se tomará como referencia este ángulo, y se variará si es necesario.

Uno de los requisitos es conocer el radio de giro mínimo que es capaz de realizar la dirección, ya que, si es demasiado elevado, puede darse el caso de que el kart no pueda tomar curvas con un radio demasiado pequeño. Para ello, se toma como referencia el circuito de karting situado en Sallent, cerca de Manresa. Se tomará como referencia la primera curva, ya que consta de un radio de giro muy reducido.



Figura 5.18. Circuito de karting situado en Sallent, y radio de giro de la primera curva (35).

Al medir el radio de la curva, y convertirlo respetando la escala del mapa, se obtiene un valor de 3 metros. Es decir, el sistema de dirección debe ser capaz de girar como mínimo un radio de 3 metros. Dependiendo del circuito, puede haber curvas con mayor o menor radio, pero difícilmente se encontrarán curvas con un radio menor en un circuito de karting convencional.

A continuación, se muestran distintos casos de la geometría, donde se ha variado la longitud del brazo de la mangueta. Al realizar este cambio, es necesario ajustar la longitud de las bieletas, para colocar el cruce de los ejes de las manguetas sobre el eje trasero, y, de este modo, cumplir con la primera condición de Ackermann. Una vez realizado este paso, se gira la dirección hasta el punto máximo de rotación, y se modifican los valores de la inclinación del brazo y la distancia entre la columna de dirección y la conexión de las bieletas. De este modo, se cumple con la segunda condición de Ackermann. Una vez que ya se han respetado las 2 condiciones, se repite el mismo procedimiento para otra longitud de brazo distinta.

Tabla 5.1. Valores de los distintos parámetros según la longitud del brazo.

Caso	Brazo (mm)	Bieleta (mm)	Inclinación brazo (°)	Distancia columna (mm)	Radio (m)	Ángulo máximo (°)	Ángulo mínimo (°)
1	60	354	19,5	34	2,56	28,44	21,41
2	65	352,5	19,5	36	2,61	27,15	20,79
3	70	351,5	19,5	38,5	2,64	27,04	20,48
4	75	350	19,5	38,5	2,89	24,71	19,13
5	80	349	19,5	39	3,08	23,04	18,13
6	85	347	20	42	3,14	22,72	17,87

Se observa que, a medida que aumenta la longitud del brazo, el radio de giro también aumenta. Uno de los requisitos es que el sistema de dirección sea capaz de tomar curvas con un radio mínimo de 3 metros. Si se observan los casos 5 y 6, esta condición no se cumple, ya que el caso 5 es capaz de tomar curvas con un radio mínimo de 3.08 metros, mientras que el caso 6 no puede tomar curvas con un radio inferior a 3.14 metros. Por lo tanto, se han de descartar el caso 5 y 6. Para poder tomar una decisión sobre elegir el caso 1,2,3 ó 4, a continuación, se comprobará la fuerza que se ha de realizar el piloto para las distintas configuraciones.

5.1.2. Fuerzas en el sistema de dirección

Es importante calcular la fuerza que el piloto ha de realizar sobre el volante, ya que no ha de ser excesivamente elevada, de modo que la dirección sea suave y fácil de manejar. Para ello, en primer lugar, es necesario conocer la posición del centro de gravedad, para poder conocer la carga que han de soportar las ruedas delanteras. Calcular manualmente el centro de gravedad del kart resultaría

complejo debido a la gran cantidad de componentes que hay. Por este motivo, se hace uso del software Solidworks, ya que es capaz de calcular con exactitud la posición. Por el momento, con los componentes diseñados, el peso total es de 187kg, y, a continuación, se muestra una tabla con la masa de los distintos componentes:

Tabla 5.2. Masa de los distintos componentes del kart.

Elemento	Masa
Piloto	100 kg
Chasis	23,66 kg
Asiento	13,29 kg
Motor	12 kg
Plancha	7,2 kg
Tornillería	5,92 kg
Volante, columna y placas	2,49 kg
Neumáticos y llantas traseras	2,06 kg (total 4,12 kg)
Soporte batería	1,9 kg
Tubo escape	1,9 kg
Neumáticos y llantas delanteras	1,49 kg (total 2,98 kg)
Soporte motor	1,3 kg
Radiador	1,2 kg
Carburador	1 kg
Bieletas y manguetas	0,91 kg
Bomba de agua	0,86 kg
Depósito de combustible	0,85 kg (depósito lleno 6,97 kg)

Filtro de aire	0,65 kg
Batería	0,58 kg

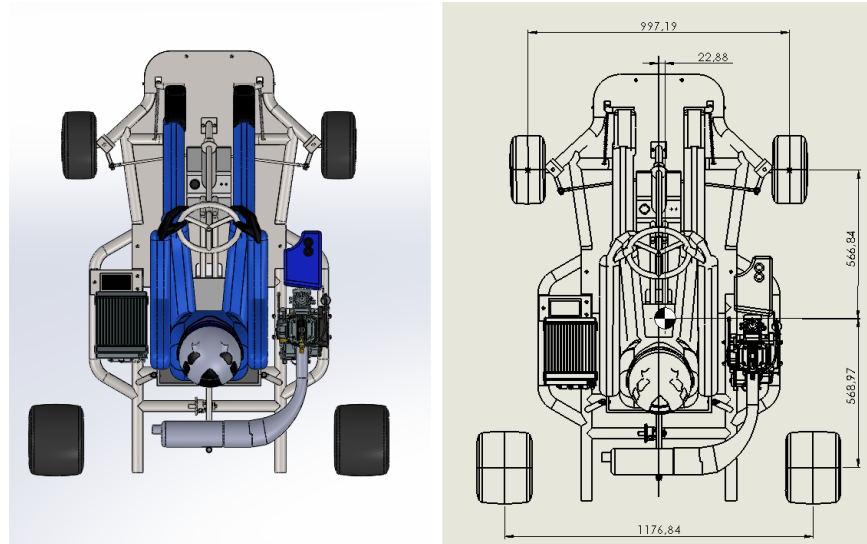


Figura 5.19. Medidas del kart y localización del centro de gravedad.

Se observa que el centro de gravedad se encuentra muy próximo al eje central, lo cual era un objetivo prioritario. Como se ha comentado, ha de estar lo más centrado posible respecto al eje de simetría, para que las ruedas delanteras soporten el mismo peso cada una, y lo mismo para las ruedas traseras. Además, se asegura que el kart tenga un comportamiento neutro. Tan solo hay una pequeña desviación de 22.88 milímetros, lo cual resultará imperceptible para el piloto en la conducción del kart. La altura del centro de gravedad respecto al suelo es de 308mm, un valor bastante bajo y que ayudará a tener mejores prestaciones en el paso por curva.

Otro aspecto que se ha de analizar es el reparto de pesos entre el eje delantero (N_D) y trasero (N_T). En este caso, la distancia entre ambos ejes (batalla) es de 1135.81 mm, y si se observa la Figura 5.19, la distancia del eje trasero al centro de gravedad es de 568.97mm, mientras que el eje delantero se encuentra a 566.84mm del centro de gravedad.

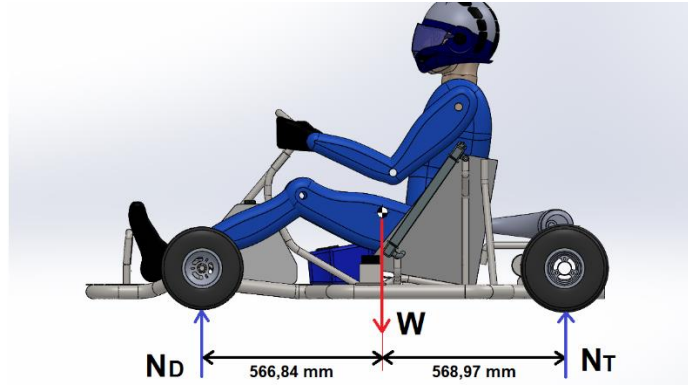


Figura 5.20. Reparto de masa en los ejes.

Por lo tanto, sabiendo que el peso total (W) es de 187 kg, si se realiza un sumatorio de momentos respecto el eje delantero:

$$\sum M_D = 0 \quad (\text{Ec. 5.2})$$

$$N_T \cdot 1135,81 \text{ mm} - 187 \text{ kg} \cdot 566,84 \text{ mm} = 0$$

$$N_T = \frac{187 \text{ kg} \cdot 566,84 \text{ mm}}{1135,81 \text{ mm}} = 93,33 \text{ kg}$$

Realizando el sumatorio de fuerzas, se puede calcular el valor de N_D :

$$N_D + N_T - W = 0 \quad (\text{Ec. 5.3})$$

$$N_D + 93,33 \text{ kg} - 187 \text{ kg} = 0$$

$$N_D = 93,66 \text{ kg}$$

Así pues, el eje trasero soporta 93.33 kg, mientras que el delantero sostiene 93.66 kg. En el eje trasero, la carga calculada (N_T) se distribuye en las 2 ruedas traseras. Al consultar la Figura 5.19, el centro de gravedad se encuentra desplazado 22.88mm, mientras que la vía trasera tiene un valor de 1176.84mm. Por lo tanto:

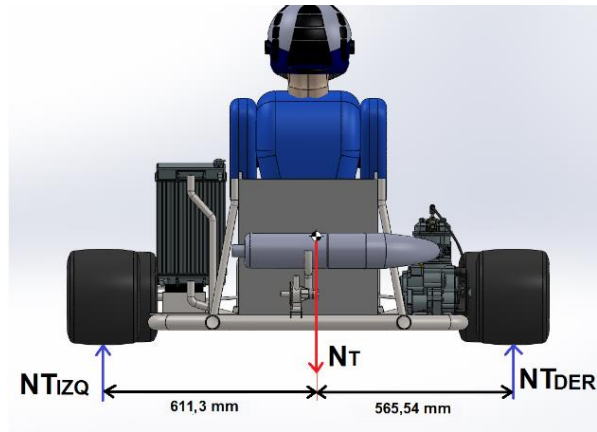


Figura 5.21. Reparto de masa en las ruedas traseras.

Para calcular la cantidad de carga que soporta la rueda trasera izquierda ($N_{T_{IZQ}}$), se realiza un sumatorio de momentos respecto a la rueda trasera derecha.

$$\sum M_{T_{DER}} = 0 \quad (\text{Ec. 5.4})$$

$$-N_{T_{IZQ}} \cdot 1176,84 \text{ mm} + 93,33 \text{ kg} \cdot 565,54 \text{ mm} = 0$$

$$N_{T_{IZQ}} = \frac{93,33 \text{ kg} \cdot 565,54 \text{ mm}}{1176,84 \text{ mm}} = 44,85 \text{ kg}$$

Si se realiza el sumatorio de fuerzas, se obtiene el valor de $N_{T_{DER}}$:

$$N_{T_{IZQ}} + N_{T_{DER}} - N_T = 0 \quad (\text{Ec. 5.5})$$

$$44,85 \text{ kg} + N_{T_{DER}} - 93,33 \text{ kg} = 0$$

$$N_{T_{DER}} = 48,48 \text{ kg}$$

En el eje delantero se realiza el mismo procedimiento. Para facilitar los cálculos, se realiza una vista seccionada desde la parte posterior, de modo que se mantienen las referencias izquierda y derecha. Sabiendo que la vía delantera tiene un valor de 997.19mm, y considerando la desviación de 22.88mm:

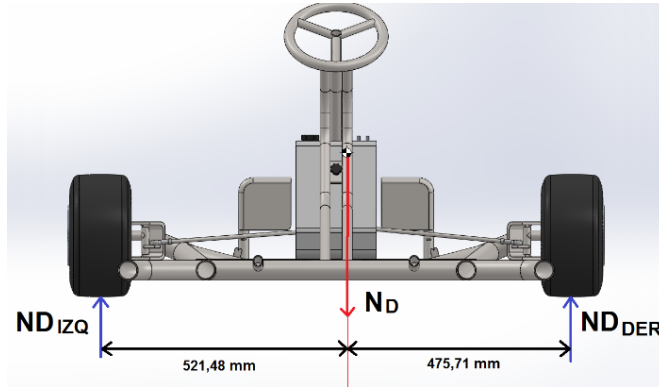


Figura 5.22. Reparto de masa en las ruedas delanteras.

$$\sum M_{D_{DER}} = 0 \quad (\text{Ec. 5.6})$$

$$-N_{D_{IZQ}} \cdot 997,19 \text{ mm} + 93,66 \text{ kg} \cdot 475,71 \text{ mm} = 0$$

$$N_{D_{IZQ}} = \frac{93,66 \text{ kg} \cdot 475,71 \text{ mm}}{997,19 \text{ mm}} = 44,67 \text{ kg}$$

Si se realiza el sumatorio de fuerzas, se obtiene el valor de $N_{D_{DER}}$:

$$N_{D_{IZQ}} + N_{D_{DER}} - N_D = 0 \quad (\text{Ec. 5.7})$$

$$44,67 \text{ kg} + N_{D_{DER}} - 93,66 \text{ kg} = 0$$

$$N_{D_{DER}} = 48,98 \text{ kg}$$

Así pues, el reparto de pesos es el siguiente:

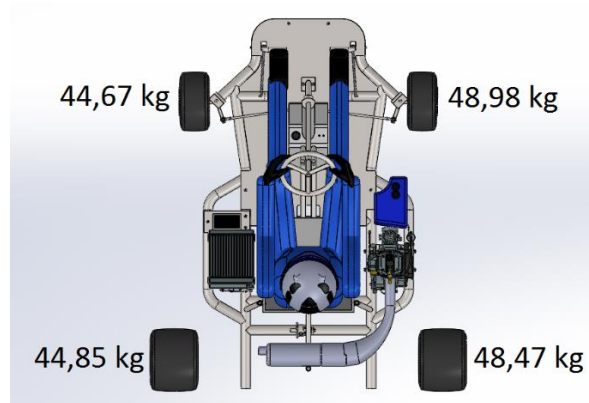


Figura 5.23. Reparto de masas en condición estática.

En la ficha técnica de los neumáticos delanteros que se adjunta en el Anexo K, se muestra que la carga máxima que soportan es de 80kg. En el Anexo L, la carga máxima de los neumáticos traseros es de 100kg. De momento, en condiciones estáticas, ambas condiciones se satisfacen, y a continuación, se comprueba si en condiciones dinámicas la carga de los neumáticos también está por debajo del límite.

Al tomar una curva, el kart experimenta una fuerza centrífuga. Esta fuerza ha de ser contrarrestada por la fuerza lateral que ejercen los neumáticos, ya que, en caso contrario, el kart no podría seguir la trayectoria de la curva.

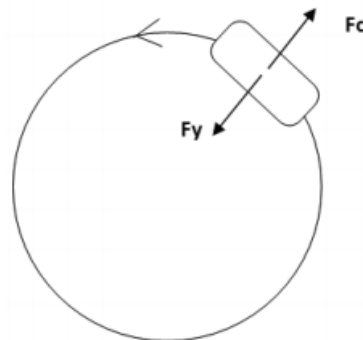


Figura 5.24. Fuerzas generadas durante un giro (36).

Se dispone de las siguientes ecuaciones:

$$F_c = m \cdot \frac{V^2}{R} \quad (\text{Ec. 5.8})$$

$$F_y = \mu * m * g \quad (\text{Ec. 5.9})$$

Si se igualan ambas fórmulas, se puede obtener la velocidad máxima de paso por curva:

$$m \cdot \frac{V^2}{R} = \mu * m * g$$

$$V = \sqrt{\mu * g * R} \quad (\text{Ec. 5.10})$$

El coeficiente de fricción de un neumático de kart puede alcanzar un valor de 1, dependiendo del tipo de neumático. Como se ha comentado en el apartado 3.6, los neumáticos seleccionados tienen un agarre menor, ya que es un compuesto más duro. Por lo tanto, el coeficiente de fricción tiene un valor de aproximadamente 0.9. Por ejemplo, en una curva con un radio de 6 metros, la velocidad máxima a la cual se puede tomar dicha curva se puede calcular mediante la ecuación 5.10:

$$V = \sqrt{0,9 * 9,81 * 6} = 7,28 \text{ m/s} = 26,2 \text{ km/h}$$

Al tomar una curva, la aceleración lateral que se produce es la siguiente:

$$A_c = \frac{V^2}{R} \quad (\text{Ec. 5.11})$$

$$A_c = \frac{(7,28 \text{ m/s})^2}{6 \text{ m}} = 8,829 \text{ m/s}^2$$

Dicha aceleración se puede dividir entre la aceleración de la gravedad, para obtener la relación entre ambas:

$$A_{cg} = \frac{A_c}{g} \quad (\text{Ec. 5.12})$$

$$A_{cg} = \frac{8,829 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,9$$

Por lo tanto, la aceleración es de 8.829 m/s^2 , es decir, 0.9 veces la aceleración de la gravedad. Esta aceleración lateral provoca que el centro de masas del kart se desplace hacia el exterior. En este caso, los cálculos se centrarán en el eje delantero, ya que se están calculando las fuerzas en la dirección, mientras que las cargas en el eje trasero se verán más adelante. La cantidad de masa que se desplaza en el eje delantero puede calcularse mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta W = \frac{\text{Peso eje delantero} * A_{cg} * \text{Altura centro de masas}}{\text{Vía delantera}} \quad (\text{Ec. 5.13})$$

$$\Delta W = \frac{93,66 \text{ kg} * 0.9 * 0,308 \text{ m}}{0,997 \text{ m}} = 25,94 \text{ kg}$$

Así pues, hay una transferencia de masa de 25.94 kg en el eje delantero, desde la rueda interior a la rueda exterior. En consecuencia, se ha de restar un valor de 25.94 kg a la rueda interior, y sumarlo a la rueda exterior. Cabe destacar que la transferencia de masa calculada es la máxima que se puede dar, ya que, aunque el radio de la curva y la velocidad sean diferentes, el límite de adherencia del neumático hace que la aceleración lateral máxima no pueda sobrepasar los 8.829 m/s^2 , o en caso contrario, el kart no podrá tomar la curva. La rueda delantera derecha soporta más carga (Figura 5.23), y al tomar una curva a la izquierda, se convierte en la rueda exterior, haciendo que se produzca el caso más desfavorable. Por lo tanto, se transfiere la masa de 25.94 kg a dicha rueda, haciendo que llegue al punto máximo de carga. Las cargas que han de soportar las ruedas delanteras durante una curva a la izquierda se muestran a continuación.

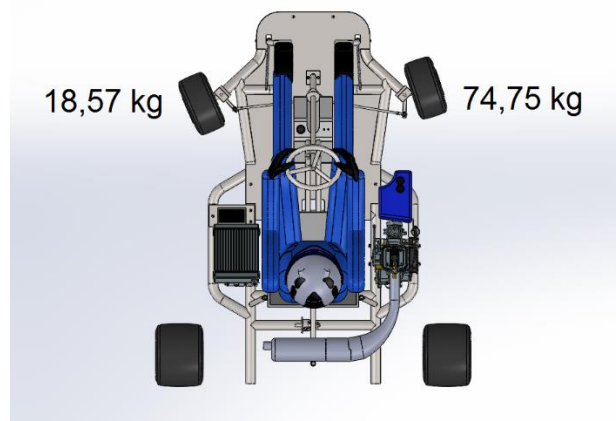


Figura 5.25. Carga que soportan las ruedas delanteras en un giro a la izquierda.

Una vez que se conocen las cargas que han de resistir las ruedas delanteras en una situación de máxima exigencia, es posible conocer la fuerza lateral que ejercen los neumáticos mediante la siguiente fórmula:

$$F_{lat} = m \cdot \frac{V^2}{R} \quad (\text{Ec. 5.14})$$

$$F_{lat \text{ izquierda}} = m_{izquierda} \cdot \frac{V^2}{R} = 18,57 \text{ kg} * \frac{\left(7,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{6 \text{ m}} = 164,03 \text{ N}$$

$$F_{lat \text{ derecha}} = m_{derecha} \cdot \frac{V^2}{R} = 74,75 \text{ kg} * \frac{\left(7,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{6 \text{ m}} = 660,27 \text{ N}$$

Dicha fuerza se genera en la zona de contacto entre el neumático y el asfalto. Al girar el neumático, la zona de contacto tiene una inclinación distinta que el resto del neumático, produciendo una deformación del mismo. El ángulo entre el área deformada y el resto del neumático se conoce como ángulo de deriva (slip angle).

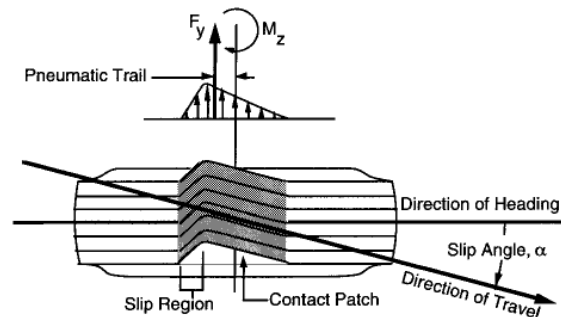


Figura 5.26. Ángulo de deriva (37).

La fuerza lateral generada en el neumático sigue una distribución similar a una parábola, y las fuerzas calculadas anteriormente son las equivalentes a la distribución de fuerzas. La fuerza resultante se encuentra desplazada respecto al centro del área de contacto del neumático. Al girar el volante, se ha de realizar un cierto esfuerzo, ya que la fuerza lateral equivalente que aparece en el neumático, al estar desplazada respecto al centro, ejerce un momento que intenta devolver el neumático a la posición inicial. Uno de los aspectos más importantes es conocer la distancia entre la fuerza resultante y el centro, ya que se desea conocer el valor del momento.

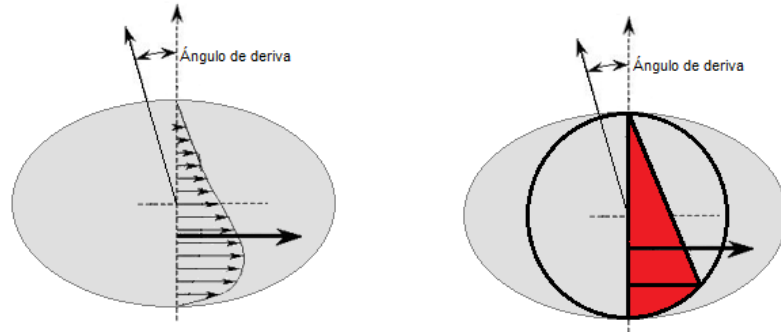


Figura 5.27. Distribución de fuerzas y aproximación realizada (38).

Para ello, como se observa en la Figura 5.27, se puede aproximar la distribución de fuerzas como la suma de un triángulo y una porción de un círculo. De este modo, es más fácil encontrar el punto donde se puede aproximar la distribución de fuerzas en una fuerza equivalente. Para calcular el centro de gravedad y el área de la porción del círculo, se puede utilizar las fórmulas 5.15 y 5.16, con el ángulo en radianes. Para el triángulo, las expresiones necesarias son la 5.17 y 5.18:

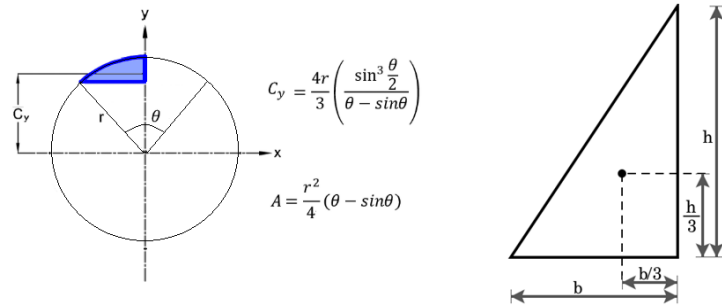


Figura 5.28. Centros de gravedad de ambos componentes y cálculo del área de la porción del círculo (39)(40).

$$C_{y_{\text{segmento círculo}}} = \frac{4 \cdot r}{3} \cdot \left(\frac{\sin^3\left(\frac{\theta}{2}\right)}{\theta - \sin(\theta)} \right) \quad (\text{Ec. 5.15})$$

$$\text{Área}_{\text{segmento círculo}} = \frac{r^2}{4} \cdot (\theta - \sin\theta) \quad (\text{Ec. 5.16})$$

$$C_{y_{\text{triángulo}}} = b - \frac{b}{3} \quad (\text{Ec. 5.17})$$

$$\text{Àrea}_{\text{triàngulo}} = \frac{b \cdot h}{2} \quad (\text{Ec. 5.18})$$

Otro dato necesario es el ángulo de deriva. Aunque en este caso el fabricante no proporciona dicho valor, se puede hacer una aproximación. Normalmente, el ángulo máximo de deriva suele oscilar entre 6 y 10 grados, dependiendo del neumático. En este caso, se escoge un valor medio, es decir, 8 grados, como valor máximo. El ángulo de deriva suele ser proporcional a la fuerza lateral, aunque como se observa en la Figura 5.29, la parte alta de la curva se produce una pequeña desviación. No obstante, se considerará que todos los valores son proporcionales.

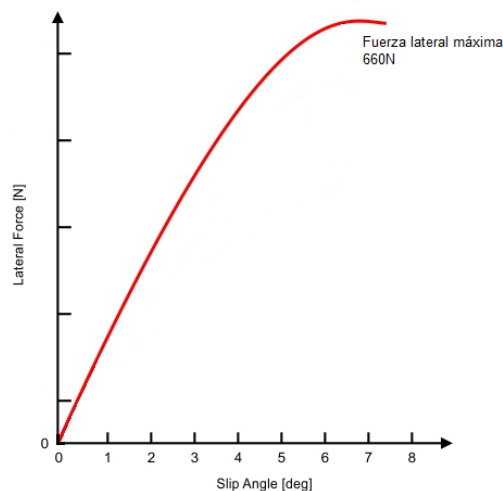


Figura 5.29. Gráfico de la fuerza lateral en función del ángulo de deriva (41).

Para poder calcular el área de contacto del neumático con el asfalto, sería necesario montar el neumático en el kart, y medir la superficie de contacto. Como esto no es posible, se opta por calcular la superficie mediante el software Solidworks. En la ficha técnica de los neumáticos delanteros (Anexo K) y los neumáticos traseros (Anexo L), el fabricante adjunta los resultados de un ensayo con una carga vertical de 40kg, obteniendo una deformación de 1mm. La relación entre la deformación y la carga aplicada en muchos casos es proporcional, o al menos, se encuentra muy cerca de serlo. Por este motivo, si con una carga de 40kg el neumático sufre una deformación de 1mm, se deduce que, por ejemplo, para una carga de 80kg, la deformación será de 2mm. Por lo tanto, en la rueda derecha, que consta de 74.75kg, la deformación será de 1.868mm, mientras que, en la rueda izquierda, con una carga de 18.57 kg, la deformación será de 0.464mm. Si se realiza un corte con estas profundidades en Solidworks, se puede obtener una aproximación del área del neumático en contacto con el asfalto.



Figura 5.30. Zonas de contacto del neumático derecho e izquierdo.

Así pues, una vez conocidos los distintos valores, se procede al cálculo del punto sobre el que actúa la fuerza equivalente de la distribución de fuerzas. Se toman las medidas necesarias para el cálculo del centro de gravedad del triángulo y del círculo, correspondientes al neumático derecho. En este caso, el ángulo de deriva es de 8 grados, ya que el neumático realiza una fuerza lateral máxima.

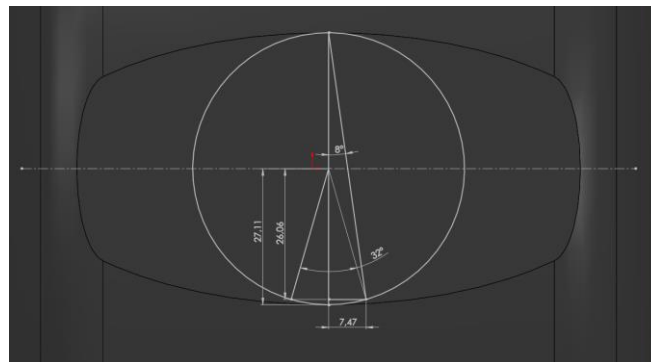


Figura 5.31. Medidas de la huella del neumático derecho.

En primer lugar, se calcula el centro de gravedad y el área de la porción de círculo. Al observar la Figura 5.28, se necesita conocer el valor de θ . Si se analiza la Figura 5.31, se deduce que tiene un valor de 32 grados. Para convertir el valor del ángulo a radianes:

$$\theta = \alpha \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} \quad (\text{Ec. 5.19})$$

$$\theta = 32^\circ \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} = 0,5585 \text{ rad}$$

A continuación, es necesario calcular la posición del centro de gravedad y el área del segmento circular, mediante las ecuaciones 5.15 y 5.16:

$$Cy_{\text{segmento círculo}} = \frac{4 \cdot 27,11 \text{ mm}}{3} \cdot \left(\frac{\sin^3\left(\frac{0,5585}{2}\right)}{0,5585 - \sin(0,5585)} \right) = 26,48 \text{ mm}$$

$$\text{Área}_{\text{segmento círculo}} = \frac{(27,11 \text{ mm})^2}{4} \cdot (0,5585 - \sin 0,5585) = 5,25 \text{ mm}^2$$

Para calcular el centro de gravedad y el área del triángulo, se emplean las ecuaciones 5.17 y 5.18:

$$Cy_{\text{triángulo}} = b - \frac{b}{3} = 26,06 - \frac{26,06 \text{ mm}}{3} = 17,37 \text{ mm}$$

$$\text{Área}_{\text{triángulo}} = \frac{b \cdot h}{2} = \frac{26,06 \text{ mm} \cdot 7,47 \text{ mm}}{2} = 97,33 \text{ mm}^2$$

Finalmente, para calcular el centro de gravedad del conjunto, se emplea la siguiente fórmula:

$$Cy_{\text{total derecha}} = \frac{Cy_{\text{segmento círculo}} \cdot \text{Área}_{\text{segmento círculo}} + Cy_{\text{triángulo}} \cdot \text{Área}_{\text{triángulo}}}{\text{Área}_{\text{segmento círculo}} + \text{Área}_{\text{triángulo}}} \quad (\text{Ec. 5.20})$$

$$Cy_{\text{total derecha}} = \frac{26,48 \text{ mm} \cdot 5,25 \text{ mm}^2 + 17,37 \text{ mm} \cdot 97,33 \text{ mm}^2}{5,25 \text{ mm}^2 + 97,33 \text{ mm}^2} = 17,83 \text{ mm}$$

Es decir, la fuerza lateral está desplazada 17.83 mm respecto del centro del neumático, y, por lo tanto, el momento que ejerce es de:

$$Mt_{\text{derecha}} = F_{\text{lat derecha}} \cdot Cy_{\text{total derecha}} \quad (\text{Ec. 5.21})$$

$$Mt_{\text{derecha}} = 660,27 \text{ N} \cdot 17,83 \text{ mm} = 11778,82 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Se repite el mismo procedimiento para la rueda izquierda. En este caso, si se considera que el ángulo de deriva es proporcional, como el neumático izquierdo realiza una fuerza lateral de 164.03N, el ángulo de deriva es de aproximadamente 2 grados. Se observa como el segmento circular es casi imperceptible, por lo que el centro de gravedad corresponderá prácticamente en su totalidad al triángulo. Así pues, las medidas necesarias se muestran a continuación:

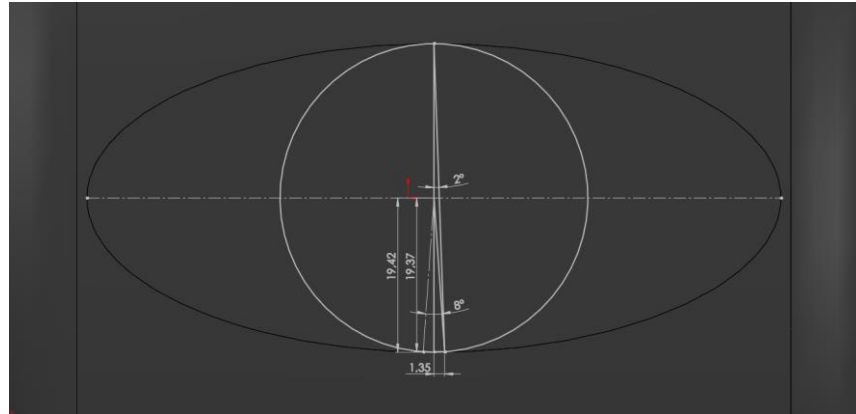


Figura 5.32. Medidas de la huella del neumático izquierdo.

Para convertir el valor del ángulo a radianes, es necesario recurrir a la ecuación 5.13:

$$\theta = 8^\circ \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} = 0,1396 \text{ rad}$$

De nuevo se emplean las ecuaciones 5.15, 5.16, 5.17 y 5.18 para calcular los centros de gravedad y áreas de ambos componentes:

$$C_{y\text{segmento círculo}} = \frac{4 \cdot 19,42 \text{ mm}}{3} \cdot \left(\frac{\sin^3\left(\frac{0,1396}{2}\right)}{0,1396 - \sin(0,1396)} \right) = 19,39 \text{ mm}$$

$$\text{Área}_{\text{segmento círculo}} = \frac{r^2}{4} \cdot (\theta - \sin\theta) = \frac{(19,37 \text{ mm})^2}{4} \cdot (0,1396 - \sin 0,1396) = 0,0424 \text{ mm}^2$$

$$C_{y\text{triángulo}} = b - \frac{b}{3} = 19,37 - \frac{19,37 \text{ mm}}{3} = 12,913 \text{ mm}$$

$$\text{Área}_{\text{triángulo}} = \frac{b \cdot h}{2} = \frac{19,37 \text{ mm} \cdot 1,35 \text{ mm}}{2} = 13,07 \text{ mm}^2$$

Finalmente, se calcula el centro de gravedad del conjunto mediante la ecuación 5.14:

$$Cy_{\text{total izquierda}} = \frac{Cy_{\text{segmento círculo}} \cdot \text{Área}_{\text{segmento círculo}} + Cy_{\text{triángulo}} \cdot \text{Área}_{\text{triángulo}}}{\text{Área}_{\text{segmento círculo}} + \text{Área}_{\text{triángulo}}} \quad (\text{Ec. 5.22})$$

$$Cy_{\text{total izquierda}} = \frac{19,39 \text{ mm} \cdot 0,0424 \text{ mm}^2 + 12,913 \text{ mm} \cdot 13,07 \text{ mm}^2}{0,0424 \text{ mm}^2 + 13,07 \text{ mm}^2} = 12,93 \text{ mm}$$

La fuerza lateral está desplazada 12.93 mm respecto del centro del neumático, y el momento se calcula con la ecuación 5.15:

$$Mt_{\text{izquierda}} = F_{\text{lat izquierda}} \cdot Cy_{\text{total izquierda}} \quad (\text{Ec. 5.23})$$

$$Mt_{\text{izquierda}} = 164,03 \text{ N} \cdot 12,93 \text{ mm} = 2120,9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Si se suman los momentos de ambas ruedas:

$$Mt_{\text{total}} = Mt_{\text{derecha}} + Mt_{\text{izquierda}} \quad (\text{Ec. 5.24})$$

$$Mt_{\text{total}} = 11778,82 \text{ N} \cdot \text{mm} + 2120,9 \text{ N} \cdot \text{mm} = 13899,72 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Es decir, el piloto ha de aplicar una fuerza en el volante que genere en las manguetas un momento total de 13899.72 N·mm. En la Figura 5.33, se muestra como el momento provocado por la fuerza lateral de los neumáticos (color rojo), ha de ser contrarrestado por otro momento del mismo valor, pero de signo opuesto (color azul), para poder realizar el giro del neumático. Este momento se genera al aplicar una fuerza sobre el brazo de la mangueta.

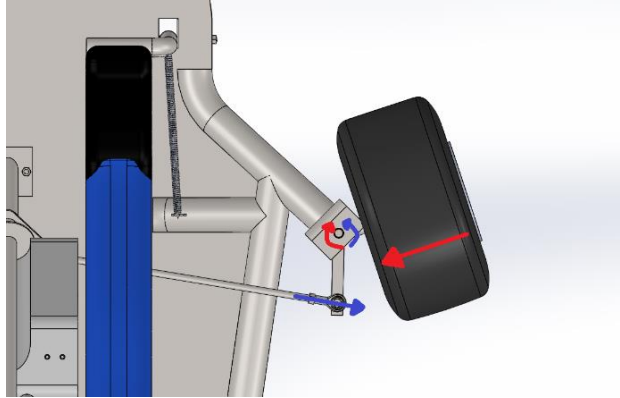


Figura 5.33. Fuerza lateral y axial generando momentos en la mangueta.

Para ello, la bieleta ha de aplicar una fuerza en el extremo del brazo. Esta fuerza se genera en las placas de la columna mediante otro momento, el cual es realizado por el piloto en el volante. Para realizar estos cálculos, se utilizarán los casos del 1 al 4 de la geometría de Ackermann mostrados en la tabla Tabla 5.1. En primer lugar, se utilizarán las medidas del caso 1, y a continuación, se muestra una imagen con el resumen de las fuerzas y momentos calculados anteriormente. También se muestran los ángulos que forman los brazos de las manguetas con las bieletas.

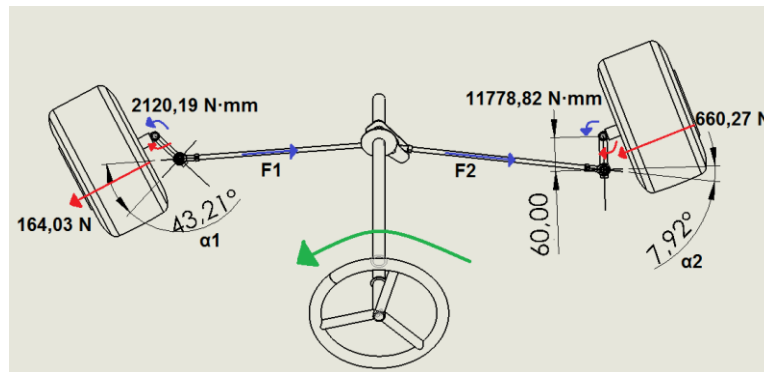


Figura 5.34. Fuerzas generadas en un giro a la izquierda.

Como se observa, las fuerzas F1 y F2 son generadas por las bieletas. Además, existe un cierto ángulo entre las bieletas y el brazo de la mangueta, por lo que se deberá tener en cuenta a la hora de realizar los cálculos. Las fuerzas F1 y F2 tienen un valor de:

$$F_{1,2} = \frac{\text{Momento torsor mangueta}}{\text{Longitud brazo mangueta}} \quad (\text{Ec. 5.25})$$

$$F1 = \frac{2120,19 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\cos(43,21) \cdot 60 \text{ mm}} = 48,48 \text{ N}$$

$$F2 = \frac{11778,82 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\cos(7,92) \cdot 60 \text{ mm}} = 198,2 \text{ N}$$

Las fuerzas axiales F1 y F2 de las bieletas se generan por la rotación de las placas, las cuales reciben al mismo tiempo el movimiento de rotación de la columna, generando un momento Mt (Figura 5.35). La distancia entre la columna y el extremo de la bieleta en el caso 1 es de 34mm. Seguidamente se muestra una imagen con las fuerzas F1 y F2, y los ángulos que forman respecto a la columna.

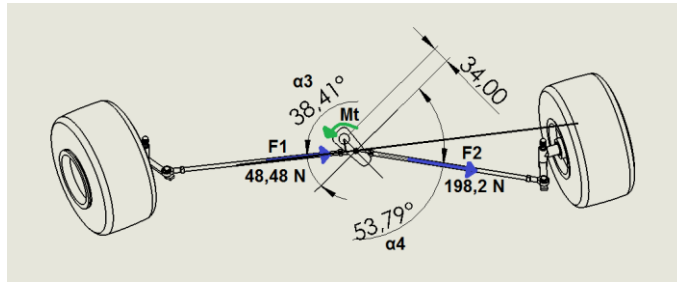


Figura 5.35. Fuerzas generadas en la placa de acople.

Una vez conocidos todos los datos, se puede calcular momento Mt necesario para poder generar las fuerzas F1 y F2, teniendo en cuenta la desviación angular que existe entre las bieletas y el lugar de aplicación del momento.

$$Mt = (F1 + F2) \cdot d \quad (\text{Ec. 5.26})$$

$$Mt = \left(\frac{48,48 \text{ N}}{\cos(38,41)} + \frac{198,2 \text{ N}}{\cos(53,79)} \right) \cdot 34 \text{ mm} = 13510,82 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Finalmente, este momento es generado por la fuerza que el piloto aplica al volante. En este caso, el piloto aplica fuerza con las 2 manos. Por lo tanto, aparecen 2 fuerzas (Ft) en el volante, y por este motivo, se ha de dividir el resultado entre 2. El radio del volante es de 110mm.

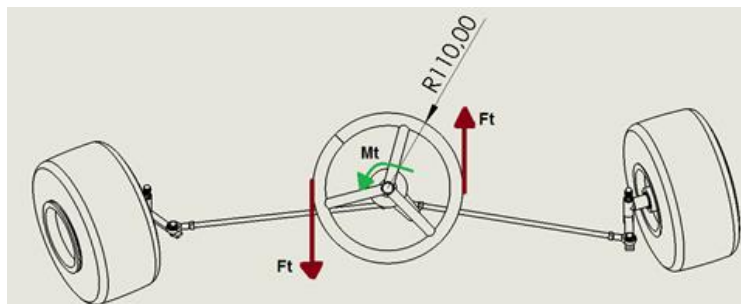


Figura 5.36. Fuerzas en el volante.

Así pues, la fuerza que ha de aplicar el piloto en cada mano para poder girar los neumáticos en una situación de máxima fuerza lateral es de:

$$F_t = \frac{Mt}{2 \cdot R_{volante}} \quad (\text{Ec. 5.27})$$

$$F_t = \frac{13510,82 \text{ N} \cdot \text{mm}}{2 \cdot 110 \text{ mm}} = 61,41 \text{ N}$$

Es decir, el piloto ha de aplicar una fuerza total de 122.82 N. Para el resto de casos se repite el procedimiento, midiendo de nuevo los ángulos.

Tabla 5.3. Valores de los distintos parámetros según el caso.

Caso	Brazo (mm)	Distancia columna (mm)	Ángulo α_1 (°)	Ángulo α_2 (°)	Ángulo α_3 (°)	Ángulo α_4 (°)	Radio (m)	Ángulo máximo (°)	Fuerza (N)
1	60	34	43,21	7,92	38,41	53,79	2,56	28,44	122,82
2	65	36	41,99	8,01	38,14	54,19	2,61	27,15	113,86
3	70	38,5	40,68	8,84	37,9	54,53	2,64	27,04	106,3
4	75	38,5	38,19	7,86	37,29	55,15	2,899	24,71	99,68

Los resultados obtenidos son coherentes, ya que, a medida que aumenta la longitud del brazo y de la distancia de la columna en las placas, la fuerza que se ha de realizar en el volante es menor, ya que hay más brazo de palanca disponible.

No obstante, es difícil valorar si las fuerzas obtenidas son adecuadas o excesivas. Por este motivo, se toma como referencia la normativa europea 70/311/CEE, que hace referencia a la fuerza máxima de los mandos de la dirección en vehículos convencionales. A continuación, se adjuntan los valores de dicha normativa:

Normas para la fuerza de accionamiento del volante

Clase del vehículo	Instalación en buen estado			Instalación defectuosa		
	Fuerza máx. de accionamiento en daN	Tiempo en s	Radio de giro en m	Fuerza máx. de accionamiento en daN	Tiempo en s	Radio de giro en m
M ₁	15	4	12	30	4	20
M ₂	15	4	12	30	4	20
M ₃	20	4	12	45	6	20
N ₁	20	4	12	30	4	20
N ₂	25	4	12	40	4	20
N ₃	20	4	12 ⁽¹⁾	45 ⁽²⁾	6	20

Figura 5.37. Fuerzas máximas permitidas por la norma 70/311/CEE (42).

Se toma como referencia la clase de vehículo M1, ya que son los vehículos utilitarios, mientras que las siguientes clases pertenecen a vehículos de mayor envergadura como furgonetas y camiones. Se observa en la tabla que la fuerza máxima admisible que se ha de aplicar al volante es de 150 N, es decir, 75 N en cada mano. Además, también se observa que, si el sistema de dirección asistida sufre una avería, la fuerza máxima admisible es de 300 N. Por lo tanto, las conclusiones que se obtienen con estos datos es que una fuerza de 150 N es adecuada, mientras que 300 N es una fuerza excesiva que resulta incómoda y solo se acepta en casos excepcionales. Por este motivo, la dirección del kart ha de tener una fuerza de accionamiento inferior a 150 N. En los resultados obtenidos, la fuerza máxima es de 122.82 N, mientras que la fuerza mínima es de 99.68 N. Se ha de tomar una decisión sobre qué caso elegir. El caso 1 es capaz de tomar curvas con un radio menor que el resto de configuraciones. Aunque también es el que requiere de más fuerza, lo cierto es que dicha fuerza se encuentra dentro de los parámetros indicados. Se podría seguir disminuyendo el brazo de la mangueta para obtener radios de giro menores, aunque no se considera necesario, ya que el radio de giro del caso 1 es adecuado. Además, si se reduce la longitud del brazo, la fuerza estaría más próxima del límite de 150 N. Aún queda margen desde la fuerza del caso 1 hasta la máxima admisible, pero se han de tener en cuenta que los rozamientos del sistema aumentarán la fuerza que ha de aplicar el piloto, y, por lo tanto, también es necesario dejar un margen de seguridad. Por este motivo, se elige el caso 1. Finalmente, para comprobar que el sistema es apto, se comprueba que se cumple la geometría de Ackermann. Como se ha visto en la Figura 5.17, el centro instantáneo de rotación de las ruedas delanteras ha de estar sobre el eje trasero al girar el sistema de dirección al máximo. También es deseable que el centro instantáneo de rotación se mantenga sobre el eje trasero a medida que el giro del volante disminuye. Para obtener los ángulos ideales de la geometría, se eligen varios valores para el ángulo interior, y aplicando la ecuación 5.1, se obtiene el valor teórico del ángulo exterior.

Los ángulos de la geometría real del kart se miden mediante el software Solidworks, ya que permite obtener los valores de los ángulos de giro de las ambas ruedas. Concretamente, se obtienen los valores desde que el volante se mantiene recto hasta que se encuentra completamente girado. A continuación, se muestra un gráfico con los valores ideales y reales de los ángulos. Cuanto más se aproxime la curva real a la ideal, la dirección tendrá un comportamiento más preciso y no se producirá deslizamiento.

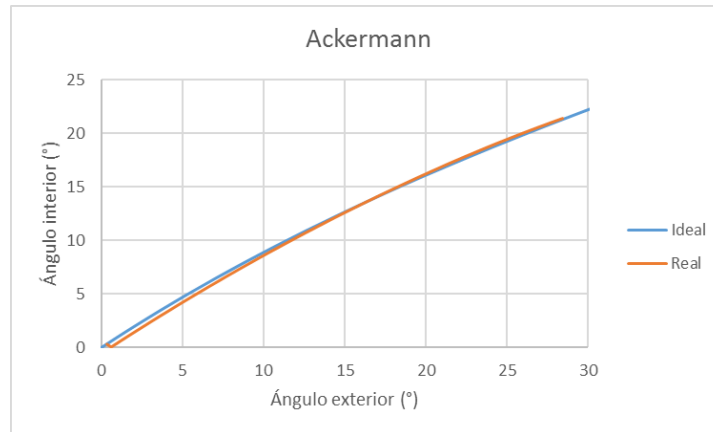


Figura 5.38. Ángulos de ambas geometrías.

Para ángulos pequeños, existe un pequeño error, mientras que, al aumentar el giro de la dirección, la curva del gráfico se mantiene prácticamente igual. Por lo tanto, si las curvas se separan, el centro instantáneo de rotación de las ruedas delanteras no coincidirá en el mismo punto. Como se ha comentado, es importante que, para ángulos pronunciados, el centro instantáneo de rotación coincida, ya que es la situación donde el neumático es más susceptible a deslizarse.

Así pues, una vez que ya se conocen las medidas del sistema de dirección, y se ha comprobado que funciona correctamente, se procede a ensayar las distintas piezas para comprobar si cumplen con los requisitos mecánicos. Para ello, se tendrán en cuenta las fuerzas y momentos calculados anteriormente.

En primer lugar, se comprueba si el volante resiste al momento torsor máximo de 13510.82 N·mm. Para ello, se fija la columna, ya que el sistema de dirección en este punto ha alcanzado su máximo desplazamiento angular, mientras que en el volante se aplica el momento torsor.

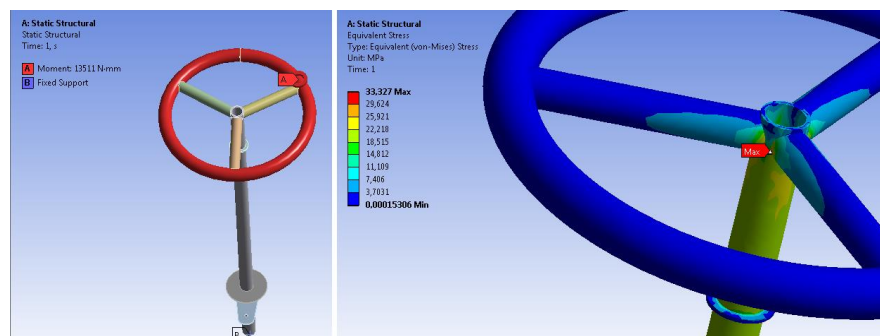


Figura 5.39. Simulación del volante y la columna de dirección.

La tensión máxima es de 33.32 MPa, inferior al límite elástico del acero S235JR del cual están compuestas las barras que unen el volante con la columna. El siguiente componente a ensayar es la placa de la dirección. De nuevo, la situación que se comprueba corresponde al giro máximo de volante, ya que, en este instante, la placa de dirección recibe el momento torsor más elevado, pero no puede rotar más debido al límite angular del sistema.



Figura 5.40. Resultados obtenidos de la placa de acople.

Se observa como la tensión máxima se encuentra por debajo del límite del acero S355J2 del cual está compuesto la placa. En el caso de las bieletas, no es necesario comprobar si resisten o no, ya que son barras macizas sometidas a fuerzas axiales, y, por lo tanto, la capacidad de resistencia que poseen las bieletas es muy elevada. Sin embargo, el elemento más importante, y probablemente el más crítico, es la mangueta, ya que soporta el peso del eje delantero. Para ello, se tomará como referencia la masa del neumático exterior al tomar una curva, ya que es la situación en la que la mangueta se encuentra sometida a mayores esfuerzos. La máxima cantidad de masa que se transfiere a la rueda delantera derecha, como se ha visto en la Figura 5.25, es de 74.75 kg. Esta masa genera una fuerza normal a la superficie, la cual se obtiene multiplicando dicha masa por la gravedad, generando un valor de 733.29 N. También se ha de considerar la fuerza lateral de 660.27 N calculada en la ecuación 5.14.

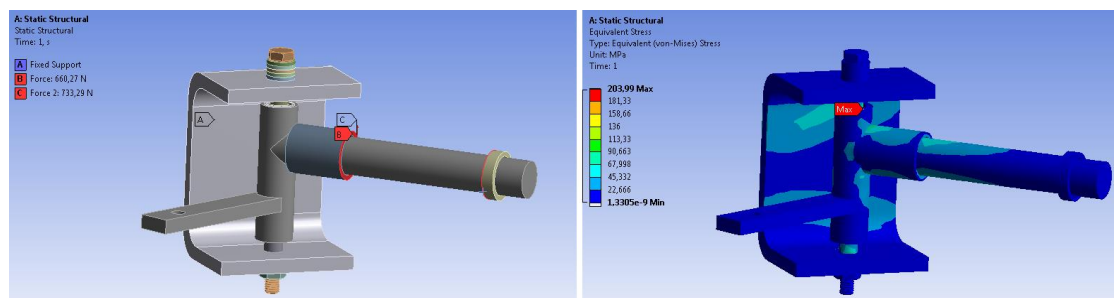


Figura 5.41. Simulación de la mangueta y la horquilla.

La zona crítica corresponde al separador, ya que es una pieza con un área pequeña y que transmite la carga del neumático a la horquilla. Sin embargo, la tensión es de 203.99 MPa, mientras que el límite elástico es de 355 MPa. Por lo tanto, el diseño de la mangueta es seguro.

Finalmente, para limitar el giro del volante a 45 grados, se realiza una pequeña modificación en el brazo de la mangueta. Se diseña una estructura en el extremo como la que se muestra a continuación, de modo que al girar el volante 45 grados, la estructura tocará con el chasis. Por lo tanto, la rotación del volante se limita a 45 grados a izquierda y derecha.

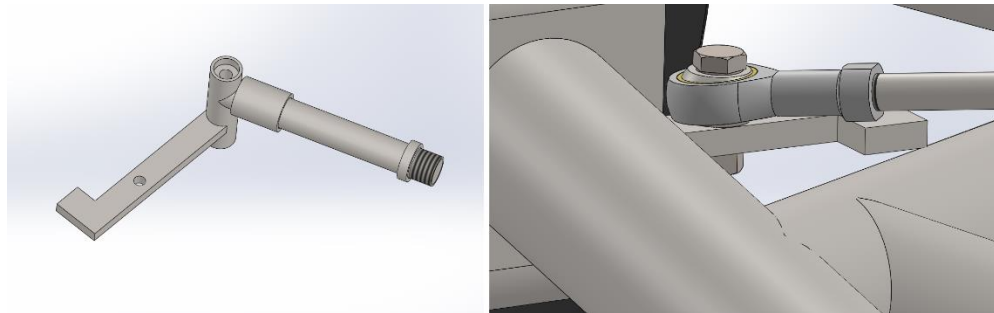


Figura 5.42. Modificación de la mangueta y contacto del brazo con el chasis al girar el volante 45 grados.

6. Aerodinámica

Una vez que ya se ha completado el diseño del sistema de dirección, la parte delantera del kart ya no sufrirá más variaciones. Por este motivo, es un buen momento para realizar un estudio aerodinámico, ya que es necesario saber la cantidad de resistencia aerodinámica que posee el kart para poder diseñar la relación de transmisión. Además, también resulta interesante realizar el estudio en este instante, ya que, si es necesario añadir componentes aerodinámicos, se tendrá en cuenta el peso en el diseño del resto de sistemas.

Para entender mejor cómo se comporta el flujo de aire, es necesario comprender el principio de Bernoulli.

$$P + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 = \text{constante} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Se observa que, al aumentar la presión (P), disminuye la velocidad del fluido (V). Este hecho resulta fundamental en la aerodinámica de los vehículos y en las fuerzas que se generan.

Cuando un vehículo empieza a adquirir velocidad, ha de desplazar el volumen de aire que se encuentra delante. La cantidad de fuerza de arrastre (drag) que se genera depende de la forma del vehículo. Por ejemplo, una forma cuadrada generará drag, ya que el flujo de aire colisionará abruptamente contra la superficie. Este hecho disminuirá la velocidad en la parte frontal a valores cercanos a cero, y, aplicando el principio de Bernoulli, se originará una zona de altas presiones en la parte frontal. Como se ha interrumpido la circulación de aire, el flujo se ve obligado a desviarse hacia los extremos del cuadrado (Figura 6.1). Una vez que ha superado el obstáculo, el flujo vuelve a tomar el camino inicial, pero esto sucede a una cierta distancia. Al otro lado del cuadrado se producen varios fenómenos. El primero de ellos es el vacío, y, a continuación, una zona de flujo turbulento, hasta que el aire vuelve a adquirir la trayectoria inicial. Por lo tanto, se tiene una zona de altas presiones en la parte delantera, y otra zona de bajas presiones en la parte trasera provocada por el vacío. Este hecho genera una succión, haciendo que el vehículo se vea ralentizado, y obligando al motor a aportar más potencia para vencer la fuerza de arrastre. La potencia que se emplea en vencer a la fuerza de arrastre, no se utiliza para aumentar el empuje del vehículo, con lo cual se pierde aceleración y velocidad.

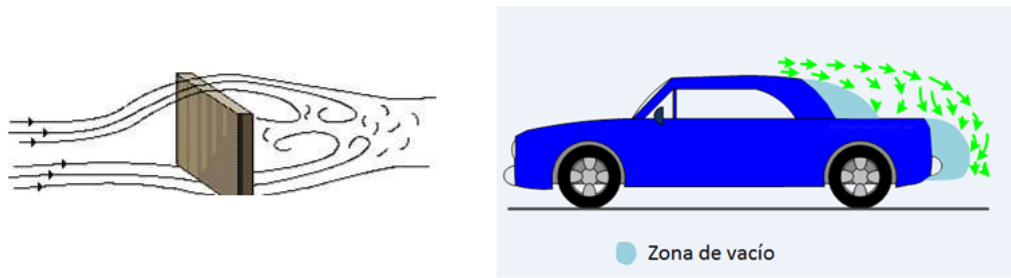


Figura 6.1. Flujo de aire siendo alterado y generando zonas turbulentas y de vacío (43)(44).

Sin embargo, una forma más aerodinámica hace que el aire pueda fluir de manera suave, de modo que el camino que sigue el flujo de aire no se ve demasiado alterado. Además, la diferencia de presiones entre la parte frontal y la trasera será muy similar, reduciendo la succión, y, por lo tanto, el drag. Una de las formas más aerodinámicas es la denominada 'gota de lluvia', y, en la actualidad, los vehículos se diseñan para obtener un perfil lo más próximo posible a dicha forma.

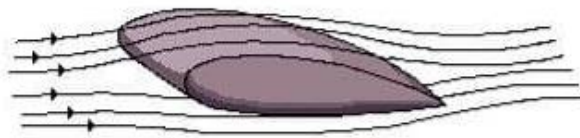


Figura 6.2. Circulación del flujo de aire en una forma de 'gota de lluvia' (43).

Otra de las fuerzas que se generan es la conocida como fuerza de sustentación, la cual puede tener sentido ascendente (lift), o descendente (downforce) si presiona al vehículo contra el asfalto. Normalmente, el flujo de aire en la parte inferior del vehículo suele discurrir con bastante facilidad, haciendo que el flujo circule con una velocidad elevada, y según el principio de Bernoulli, generando una zona de bajas presiones. Sin embargo, en la parte superior, el flujo se encuentra con más obstáculos, como, por ejemplo, la carrocería o el parabrisas, haciendo que la velocidad del flujo disminuya, con lo cual aumenta la presión. Como la presión en la parte superior es más alta que en la parte inferior, se produce una fuerza de sustentación descendente, de modo que se genera downforce.



Figura 6.3. Fuerzas generadas como consecuencia de la interacción del vehículo con el flujo de aire (45).

También se pueden generar fuerzas laterales, y se debe prestar especial atención si estas fuerzas son elevadas al conducir el vehículo en línea recta, ya que puede afectar a la estabilidad del mismo.

Para calcular la fuerza de drag, se emplea la siguiente fórmula:

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \cdot C_d \quad (\text{Ec. 6.2})$$

Donde ρ es la densidad en kg/m^3 , V es la velocidad en m/s , A el área en m^2 y C_d es el coeficiente aerodinámico, el cual es adimensional, y depende de la forma del vehículo y de la resistencia que opone al flujo de aire. Si se quiere calcular la fuerza de sustentación, la fórmula a emplear es la misma, aunque se deberá utilizar el área del vehículo vista desde el plano superior, y el coeficiente a utilizar será el correspondiente al coeficiente de sustentación, conocido como C_L .

Se observa como la velocidad se encuentra al cuadrado, de modo que, a medida que aumenta la velocidad, el incremento de la fuerza es exponencial. Así pues, a velocidades altas, la fuerza generada será mucho mayor.

6.1. Estudio aerodinámico del kart

En primer lugar, se realiza una simulación aerodinámica mediante Solidworks. Para ello, se dirige un flujo de aire a una velocidad elevada, por ejemplo, a 140 km/h, y se comprueba cómo se comporta la circulación de aire, es decir, si se generan flujos turbulentos que puedan aumentar la resistencia aerodinámica del kart.

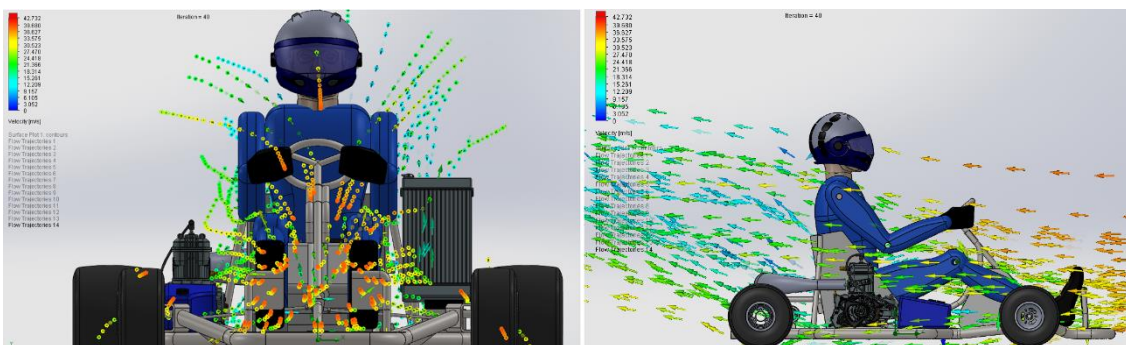


Figura 6.4. Flujo de aire incidiendo en el kart.

En la parte superior izquierda de ambas imágenes se muestra una leyenda con las velocidades. El color rojo corresponde a la velocidad máxima del flujo, mientras que el azul indica que el flujo de aire tiene una velocidad baja. Por lo tanto, se ha de prestar atención a las zonas del flujo de color azul, ya que esto indica que el flujo ha colisionado bruscamente con algún elemento y ha perdido mucha velocidad,

lo cual genera más presión, y una mayor fuerza de arrastre (drag). En la imagen frontal, se observa como la mayor parte del flujo azul se genera al incidir sobre el piloto. En la imagen lateral, se puede comprobar como existe un flujo turbulento en la parte trasera del kart, lo cual indica que la eficiencia aerodinámica no es adecuada, y es posible que se estén generando zonas de vacío que aumenten el drag.

Además, el software Solidworks ofrece los valores de downforce, drag y fuerzas laterales que se generan. A continuación, se muestran los resultados obtenidos.

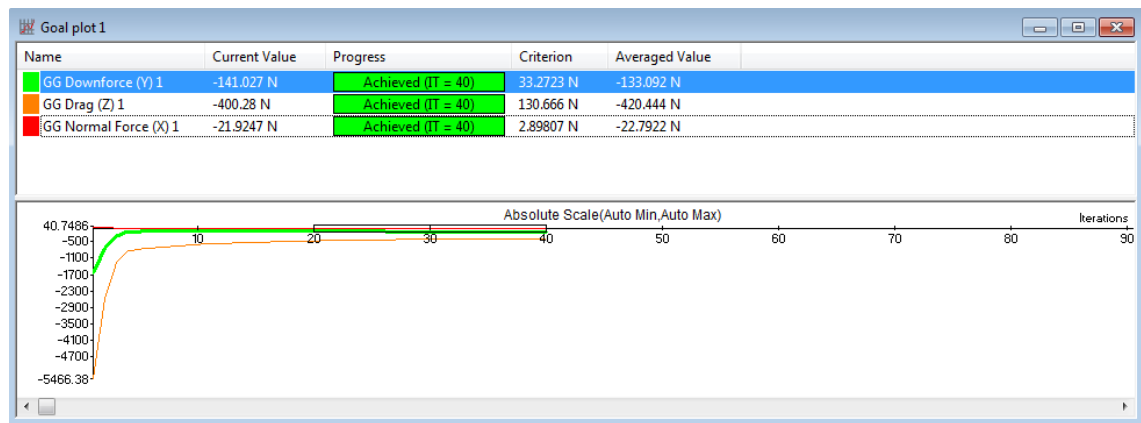


Figura 6.5. Resultados obtenidos en la simulación.

Se observa cómo se genera un downforce de valor 141.02 N, y un drag de valor 400.28 N. También se genera una fuerza lateral de valor 21.92 N, ya que el kart no es simétrico. Este hecho provoca que, por ejemplo, el flujo pueda incidir sobre el motor. Si el kart fuera simétrico y hubiera otro motor en el lado opuesto, la fuerza lateral generada en un motor sería compensada por el situado en el lugar opuesto. Sin embargo, como el motor solo está a un lado del kart, esta fuerza generada no puede ser contrarrestada, con lo cual, se genera una fuerza lateral que puede desestabilizar el kart a altas velocidades. Así pues, la reducción de esta fuerza lateral será uno de los objetivos en el diseño del componente aerodinámico.

Para intentar reducir el drag generado, se diseña una pieza aerodinámica, para disminuir el flujo de aire que incide al piloto y hacer que pueda seguir una trayectoria más uniforme. Se pueden probar distintos ángulos de inclinación, aunque, cuanto más inclinada esté la pieza, menor resistencia ofrecerá al flujo de aire. No obstante, no se puede poner un ángulo demasiado reducido, ya que la pieza tocaría con las piernas del piloto. Tras realizar distintas configuraciones, el ángulo mínimo posible es de 30 grados respecto a la horizontal. Se han diseñado 2 componentes, para comprobar cuál de ellos tiene una mejor eficiencia.

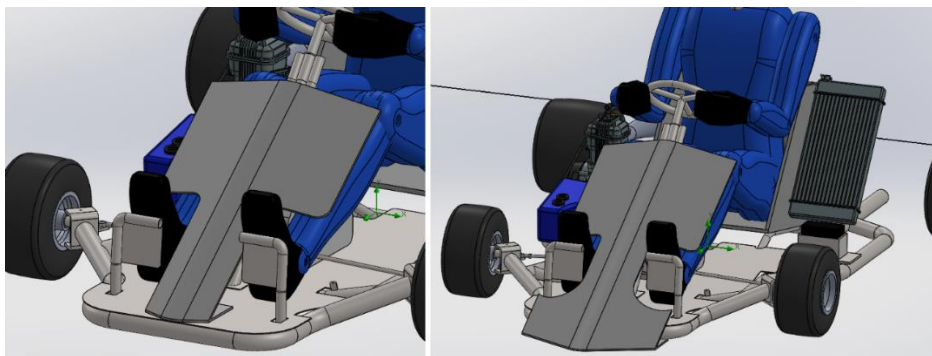


Figura 6.6. Diseño de las 2 configuraciones, denominadas caso 1 (izquierda) y caso 2 (derecha).

Se realizan simulaciones con una velocidad de 140 km/h, obteniendo los siguientes resultados para los 2 casos:

Tabla 6.1. Resultados obtenidos para las 2 configuraciones.

Caso	Parte superior (mm)	Parte frontal (mm)	Downforce (N)	Drag (N)	Fuerza lateral (N)
1	400	-	-107,93	-371,18	-19,52
2	400	600	-47,62	-337,85	-9,76

El caso 2 ofrece un drag menor, ya que la parte frontal que incorpora ayuda a desviar el flujo de una manera más efectiva. Para comprobar que el ángulo mínimo es el que ofrece un drag menor, se realiza otra simulación con una inclinación de 40 grados respecto al plano horizontal. A continuación, se muestra una tabla con los resultados obtenidos para una inclinación de 40 grados, y también se muestran los resultados para una inclinación de 30 grados, como se ha realizado anteriormente, para poder comprobar la diferencia entre ambos.

Tabla 6.2. Resultados según la inclinación.

Ángulo	Parte superior (mm)	Parte frontal (mm)	Downforce (N)	Drag (N)	Fuerza lateral (N)
40	400	600	-55,2	-345,43	-10,04
30	400	600	-47,62	-337,85	-9,76

Por lo tanto, se confirma que, con un ángulo más reducido, se obtiene un drag inferior. Con la pieza diseñada anteriormente, se realizan diferentes modificaciones. En primer lugar, se hacen distintas variaciones en la longitud de la parte frontal.

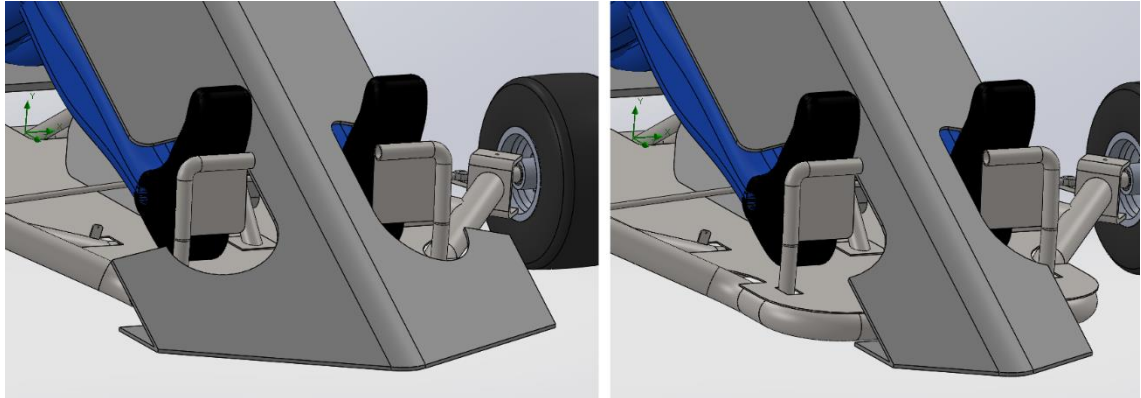


Figura 6.7. Parte frontal con una longitud de 600mm y de 300mm.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

Tabla 6.3. Resultados según la longitud inferior.

Parte superior (mm)	Parte frontal (mm)	Downforce (N)	Drag (N)	Fuerza lateral (N)
400	600	-47,62	-337,85	-9,76
400	500	-46,43	-334,54	-10,26
400	400	-43,01	-332,85	-10,7
400	300	-46,8	-334,09	-10,27

La longitud más óptima es de 400mm, ya que es la suficiente para cubrir la parte delantera del chasis. De este modo, se evita que el flujo choque con la estructura tubular y se reduzca la velocidad de manera brusca. Si se aumenta la longitud, se genera más downforce, pero también más drag, lo cual, como se ha comentado, se ha de reducir lo máximo posible.

Una vez que se ha optimizado la parte delantera, el siguiente paso es probar distintas configuraciones en la parte superior. Es una zona importante de la estructura, ya que se encarga de desviar el flujo e intentar impedir, en la medida de lo posible, que choque bruscamente con el piloto.

Las distintas configuraciones, y los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6.4. Resultados según la longitud superior.

Parte superior (mm)	Parte frontal (mm)	Downforce (N)	Drag (N)	Fuerza lateral (N)
300	400	-47,55	-335,29	-11,71
400	400	-43,01	-332,85	-10,7
500	400	-40,84	-328,89	-11,02
600	400	-46,24	-326,8	-6,51

A medida que se aumenta la longitud, el flujo de aire incide menos sobre el piloto, aumentando la eficiencia del kart. Sin embargo, en el último caso, con una longitud de 600mm, el flujo de aire que llega al radiador se ve perjudicado debido a la excesiva longitud de la parte superior (Figura 6.8). Esto podría afectar a la refrigeración del radiador, y, en consecuencia, producir un sobrecalentamiento del motor. Por este motivo, se descarta, y se opta por una longitud de 500mm.

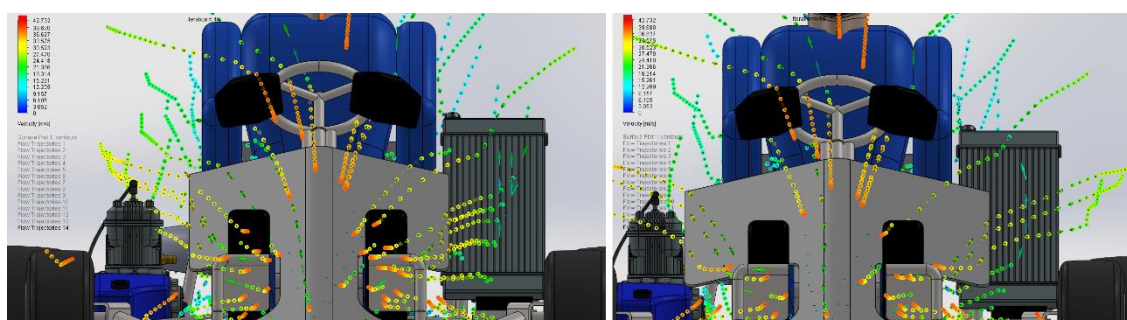


Figura 6.8. Comportamiento del flujo de aire con una longitud de la parte superior de 500mm y 600mm.

A continuación, se muestra una comparación sobre el comportamiento del flujo de aire (Figura 6.9). La primera imagen corresponde a la mostrada en la Figura 6.4, donde el kart no incorpora ningún elemento aerodinámico. Como se ha comentado, el flujo en la parte trasera es turbulento, lo cual indica que el kart no es eficiente. La imagen derecha corresponde al kart equipado con el componente aerodinámico, y se observa como la circulación del aire en la parte trasera es menos turbulenta y con menos flujo de color azul, lo cual indica que el kart es más eficiente respecto a la situación inicial.

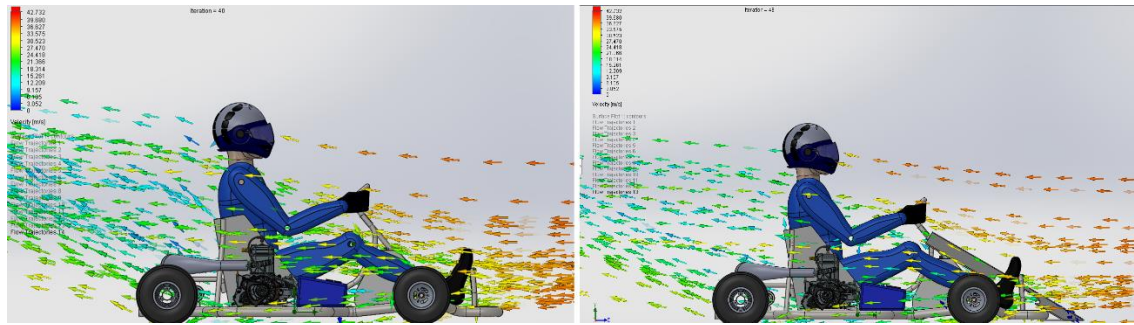


Figura 6.9. Diferencia de flujos entre el kart sin el componente aerodinámico (izquierda) y con el componente equipado (derecha).

Con el componente diseñado, se ha conseguido reducir el drag de 400.28 N a 328.89 N a una velocidad de 140 km/h, lo que supone una reducción del 17.83%. A continuación, se muestra un gráfico con varias simulaciones realizadas desde 0km/h hasta 140km/h, y las respectivas fuerzas obtenidas.

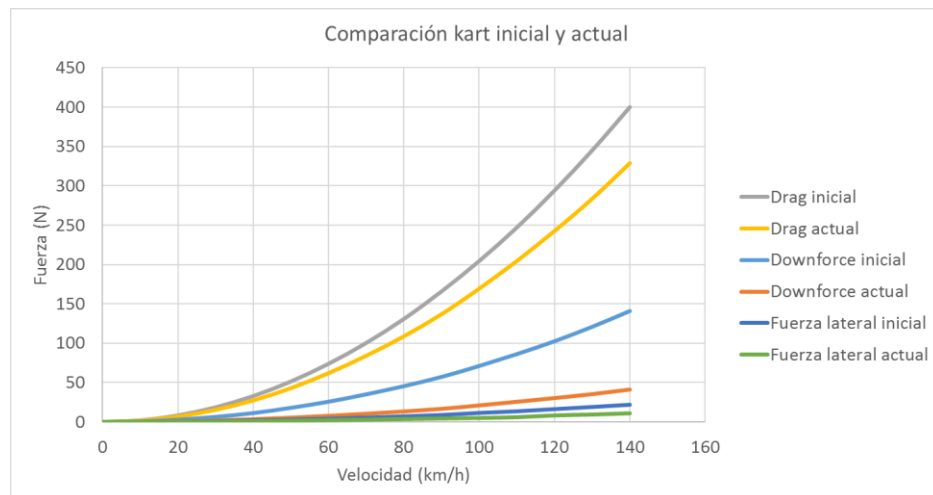


Figura 6.10. Comportamiento de las distintas fuerzas con el kart inicial y el actual

Se observa como la diferencia entre el drag inicial y el actual aumenta a medida que se incrementa la velocidad, ya que el efecto aerodinámico a velocidades altas es mayor. Como se ha diseñado un kart para que ofrezca una resistencia aerodinámica reducida, el downforce también se reduce a medida que se incrementa la velocidad. Finalmente, también se observa una reducción de las fuerzas laterales a velocidades altas, lo cual aportará más estabilidad al kart.

Resulta difícil poder reducir más el drag, ya que la parte frontal, la cual es clave para reducir dicho valor, ya ha sido optimizada en la medida de lo posible. Por lo tanto, se debería estudiar detenidamente el flujo, para ver las zonas donde se puede mejorar la circulación del aire. El alcance del trabajo no es hacer un kart perfectamente aerodinámico, y el objetivo de este apartado ha sido realizar una pequeña

introducción a la aerodinámica, y ver qué cambios se pueden realizar para mejorar el comportamiento del kart. Por lo tanto, se considera que la reducción de la fuerza de arrastre obtenida es suficiente.

Finalmente, para fijar el componente aerodinámico al chasis, se utilizarán los tornillos ya existentes que sujetan la plancha en la parte frontal. Dichos tornillos tienen una longitud de 50mm, y se cambian por unos de longitud 60mm, para que también puedan alojar a la pieza aerodinámica. Además, se colocará un tubo de diámetro 21.3x2mm soldado al chasis, que servirá de soporte para el componente. Dicho tubo se prolongará aproximadamente hasta la mitad del componente aerodinámico, y será necesario realizar un orificio en la plancha para alojar al tubo. El tornillo que se empleará es de métrica M6. Como el grosor de la pieza es de 5mm, el diámetro del tubo de 21.3mm y la tuerca tiene un grosor de 5mm, la longitud del tornillo ha de ser igual o superior a 31.3mm. Se introducirá un tornillo de métrica M6 con una longitud de 35mm, y se situará en la parte central, para asegurar una buena fijación del componente aerodinámico.

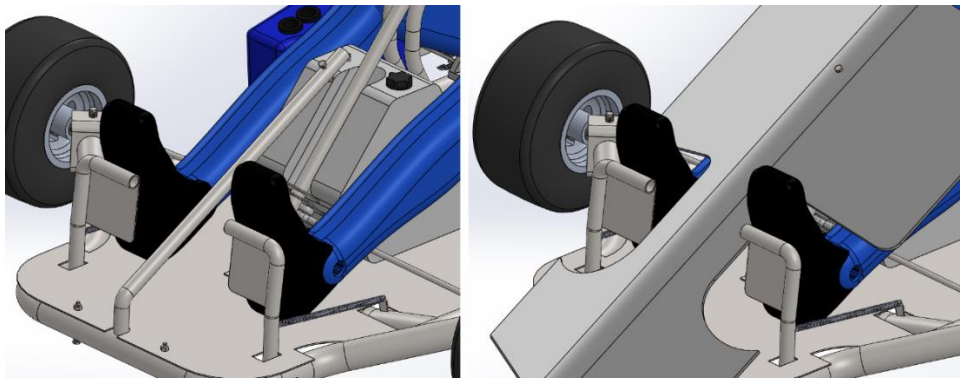


Figura 6.11. Soporte del componente aerodinámico.

7. Eje trasero

El eje trasero es el encargado de transmitir el par de salida del motor a las ruedas. Para ello, dispone de un engranaje denominado corona, el cual está conectado mediante una cadena a piñón del motor. El número de dientes de la corona y del piñón forman la relación de transmisión, la cual tiene una gran importancia. Dicho valor se obtiene dividiendo el número de dientes del engranaje conducido (corona) entre el número de dientes del engranaje conductor (piñón). Por ejemplo, si el piñón tiene 5 dientes, y la corona posee 15 dientes, la relación de transmisión es 3. Por lo tanto, el piñón debe rotar 3 veces para que la corona realice una vuelta completa. La relación de transmisión determinará la cantidad de par que se aporta a las ruedas. Si se reduce la relación de transmisión, la velocidad final se incrementa, mientras que el par disminuye. Por el contrario, si se aumenta la relación de transmisión, la velocidad final disminuye y el par aumenta. Así pues, si al llegar al final de una recta, el kart aún no ha alcanzado la velocidad máxima, la relación de transmisión es demasiado pequeña. Para solucionarlo, se debe aumentar el valor, de modo que se obtiene más par, y, por lo tanto, más aceleración, aunque la velocidad máxima se reducirá. Uno de los aspectos más complejos es obtener un buen equilibrio entre aceleración y velocidad máxima, es decir, elegir una relación de transmisión que permita obtener una buena velocidad en las rectas sin sacrificar demasiado la aceleración en la salida de las curvas.

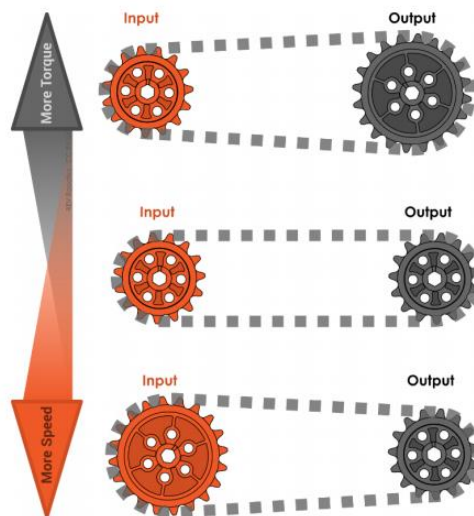


Figura 7.1. Efectos de la relación de transmisión en el par y la velocidad (46).

7.1. Fuerza de aceleración

Para poder tomar una decisión sobre qué relación de transmisión escoger, es necesario conocer que fuerzas aparecen en el kart, y como afectan a la aceleración y la velocidad final.

Como se ha visto en el apartado 5.1.2, la masa del kart, incluyendo al piloto, era de 187 kg. Ahora, si se tiene en cuenta el peso del componente aerodinámico y de la estructura de soporte, los cuales tienen una masa total de 6.5 kg, el kart consta de una masa de 193.5 kg. Aún falta diseñar el eje trasero y el sistema de frenado, aunque la masa aumentará de manera leve, de modo que se opta por mantener el valor de 193.5 kg como referencia.

El motor debe proporcionar una fuerza suficiente para vencer a la fuerza de rodadura, la cual se genera por la fricción del neumático con el asfalto, y se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$F_r = m \cdot g \cdot c \quad (\text{Ec. 7.1})$$

Donde m es la masa, g la gravedad, y c el coeficiente de rodadura, el cual se calcula con la siguiente expresión, siendo P la presión del neumático, la cual es de 4 bar (recomendada por el fabricante en el Anexo K y Anexo L), y V la velocidad, en km/h.

$$c = 0.005 + \left(\frac{1}{P}\right) \cdot \left[0.01 + 0.0095 \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^2\right] \quad (\text{Ec. 7.2})$$

Así pues, la fuerza de rodadura varía con la velocidad. Cuanto mayor sea la velocidad, mayor será la fuerza de rodadura.

Otra de las fuerzas que debe vencer el kart es la fuerza de arrastre o drag (F_d), calculada en el apartado 6.1. Dicha fuerza también varía en función de la velocidad, como se ha visto en la Figura 6.10. A continuación, se muestra la fuerza de resistencia a la rodadura y el drag en función de la velocidad, en m/s.

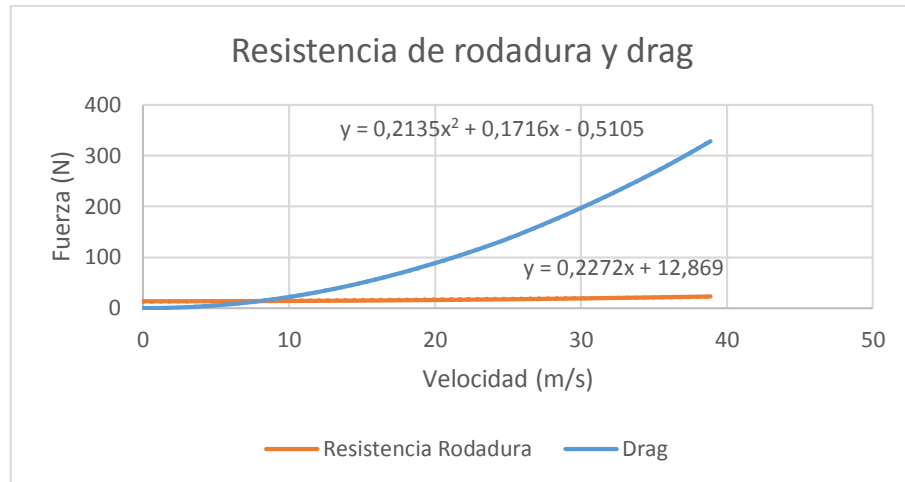


Figura 7.2. Gráficos de la resistencia a la rodadura y drag.

Para simplificar los cálculos, se emplean las expresiones que mejor se adaptan a las curvas del gráfico. Para la resistencia a la rodadura, con una recta lineal es suficiente, mientras que para la fuerza de drag es necesaria una curva polinómica. Excel proporciona la expresión de la recta y la curva, de modo que, con el fin de calcular la fuerza de resistencia a la rodadura (F_r) y el drag generado (F_d), se emplean las siguientes fórmulas:

$$F_r = 0,2272 \cdot V + 12,869 \quad (\text{Ec. 7.3})$$

$$F_d = 0,2135 \cdot V^2 + 0,1716 \cdot V - 0,5105 \quad (\text{Ec. 7.4})$$

Por ejemplo, a una velocidad de 140 km/h (38.88 m/s), la resistencia a la rodadura es de 21.7 N, mientras que el drag generado es de 328.9 N. Así pues, a velocidades elevadas, se empleará una fuerza mayor para vencer a la resistencia aerodinámica que la resistencia de rodadura de los neumáticos.

Finalmente, para que el kart se pueda mover, aparece una fuerza de impulso, realizada por el motor, la cual corresponde a la segunda ley de Newton:

$$F_a = m \cdot a \quad (\text{Ec. 7.5})$$

Como la masa del kart es de 193.5 kg:

$$F_a = 193,5 \cdot a \quad (\text{Ec. 7.6})$$

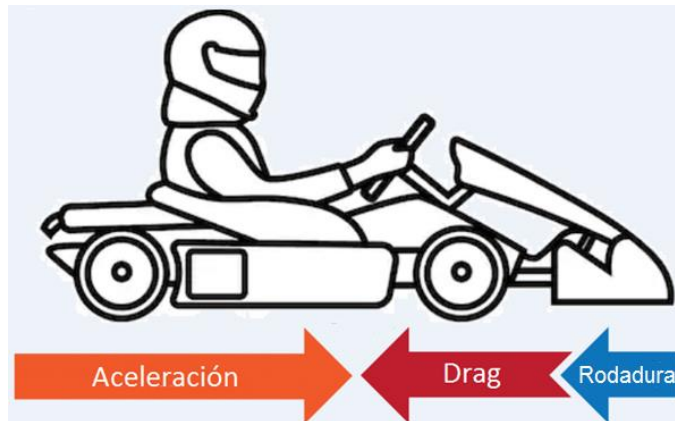


Figura 7.3. Fuerzas que aparecen durante el movimiento del kart (47)(48).

Si se suman las 3 fuerzas, se obtiene la fuerza total que ha de suministrar el motor.

$$F_{motor} = F_r + F_d + F_a \quad (\text{Ec. 7.7})$$

Para determinar las características del motor, a continuación, se adjuntan la curva de potencia en caballos (CV), y del par (N·m) que ofrece el motor en la salida del cigüeñal.

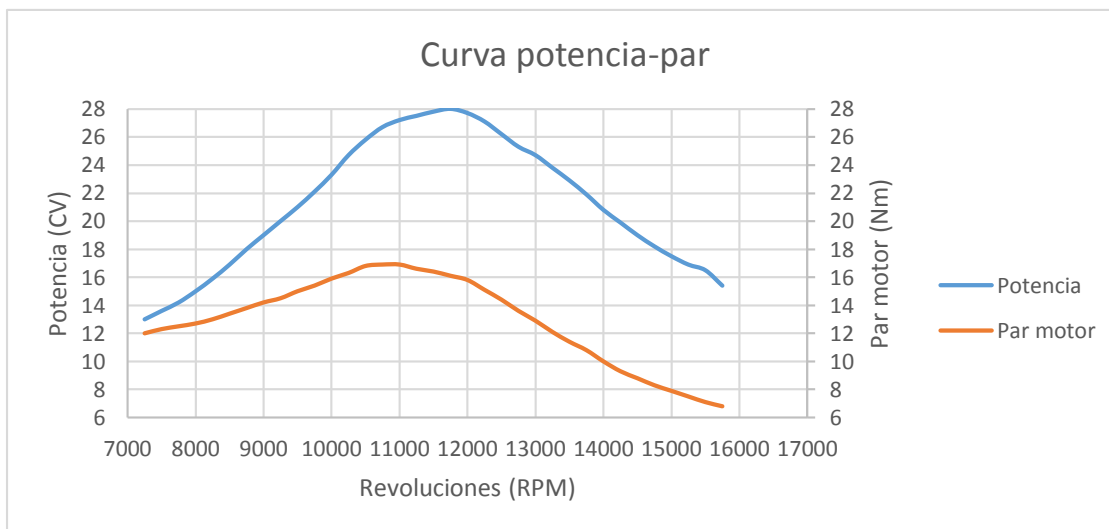


Figura 7.4. Curvas características del motor (49).

Si se consulta el gráfico, se puede conocer la potencia que suministra el motor para unas determinadas revoluciones por minuto. A medida que se incrementa la velocidad, la potencia que suministra el motor aumenta hasta alcanzar el pico de la curva, momento en el cual inicia una trayectoria descendente. Una vez llegado a este punto, la potencia disponible del motor para acelerar disminuye, ya que una parte se utiliza para vencer el drag y la resistencia a la rodadura, los cuales siguen aumentando con la velocidad. Por lo tanto, la potencia disponible del motor se puede expresar del siguiente modo:

$$P_{motor} = (F_r + F_d + F_a) \cdot V \quad (\text{Ec. 7.8})$$

La potencia del motor se consulta en el gráfico, y la velocidad se puede calcular a partir de las revoluciones del motor situadas en el eje de las abscisas del gráfico. Así pues, solo queda la aceleración como incógnita, y se puede calcular su valor. La velocidad del kart, en km/h, se obtiene mediante la siguiente fórmula, donde R es el radio de la rueda, mientras que rt es la relación de transmisión. El radio de la rueda se considera de 136.5mm, ya que es el valor que tiene bajo una carga de 40 kg. Aunque dicha carga varía dependiendo de la transferencia de masa, se considera constante para simplificar los cálculos.

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot 60 \cdot R_{rueda} \cdot rpm_{motor}}{1000 \cdot rt} \quad (\text{Ec. 7.9})$$

7.2. Relación de transmisión

El fabricante del motor adjunta una tabla con las relaciones de transmisión recomendadas. El número de dientes del piñón del motor es de 11, aunque, si es necesario, se puede cambiar por un piñón de 10 o 12 dientes. El número de dientes de la corona puede variar entre 72 y 92.

Relación de transmisión	Nº Dientes Piñón Motor			Relación de transmisión	Nº Dientes Piñón Motor		
Nº Dientes Corona Eje	10	11	12	Nº Dientes Corona Eje	10	11	12
72	7,20	6,55	6,00	83	8,30	7,55	6,92
73	7,30	6,64	6,08	84	8,40	7,64	7,00
74	7,40	6,73	6,17	85	8,50	7,73	7,08
75	7,50	6,82	6,25	86	8,60	7,82	7,17
76	7,60	6,91	6,33	87	8,70	7,91	7,25
77	7,70	7,00	6,42	88	8,80	8,00	7,33
78	7,80	7,09	6,50	89	8,90	8,09	7,42
79	7,90	7,18	6,58	90	9,00	8,18	7,50
80	8,00	7,27	6,67	91	9,10	8,27	7,58
81	8,10	7,36	6,75	92	9,20	8,36	7,67
82	8,20	7,45	6,83				

Figura 7.5. Relaciones de transmisión recomendadas por el fabricante (50).

Se observa que las relaciones de transmisión varían desde 6 hasta 9.2. Por ejemplo, se escoge un valor inicial de 9.2, el cual es el más alto disponible en la tabla, y con el que se obtendrá una aceleración máxima. Si esta relación no es correcta, se cambiará. Además, aunque el límite del motor es de 15750 RPM (Figura 7.4), el fabricante recomienda no exceder las 15000 RPM, con el fin de prolongar la vida del motor.

Para tener una idea sobre cuál ha de ser la velocidad máxima, de nuevo se tomará como referencia el circuito de Sallent. La recta más larga mide 165 metros, y se ha de tener en cuenta la velocidad del kart a la salida de la curva previa. Para ello, se mide el radio de la curva, y se convierte respetando la escala, obteniendo un radio de 16.8 metros. Así pues, empleando la ecuación 5.10:

$$V = \sqrt{\mu * g * R} = \sqrt{0,9 * 9,81 * 16,8} = 12,17 \text{ m/s} = 43,84 \text{ km/h}$$



Figura 7.6. Mapa del circuito, donde se marca de color rojo la recta más larga, y en azul la curva previa, con la correspondiente velocidad de salida (35).

Con la relación de transmisión de 9.2 seleccionada, se realizan los cálculos pertinentes. En primer lugar, se toman los datos del gráfico de las curvas de potencia y par del motor (Figura 7.4). El ejemplo de cálculo para el primer punto de la curva se muestra a continuación.

Para convertir la potencia de caballos a vatios, se emplea el siguiente factor de conversión:

$$Potencia(W) = Potencia(CV) \cdot \frac{735,5 \text{ W}}{1 \text{ CV}} \quad (\text{Ec. 7.10})$$

$$Potencia(W) = 13 \text{ CV} \cdot \frac{735,5 \text{ W}}{1 \text{ CV}} = 9561,5 \text{ W}$$

Tomando el valor de las revoluciones para el primer punto de la curva, el cálculo de la velocidad se realiza con la fórmula 7.9:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot 60 \cdot R_{rueda} \cdot rpm_{motor}}{1000 \cdot r_t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 0,1365 \text{ m} \cdot 7250 \text{ rpm}}{1000 \cdot 9,2} = 40,55 \text{ km/h}$$

Para convertir la velocidad de km/h a m/s se utiliza la siguiente expresión:

$$V \left(\frac{m}{s} \right) = V \left(\frac{km}{h} \right) \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \quad (\text{Ec. 7.11})$$

$$40,55 \frac{km}{h} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 11,26 \text{ m/s}$$

La resistencia a la rodadura, y la fuerza de arrastre (drag), se calculan con las expresiones 7.3 y 7.4:

$$F_r = 0,2272 \cdot (11,26 \text{ m/s}) + 12,869 = 15,43 \text{ N}$$

$$F_d = 0,2135 \cdot (11,26 \text{ m/s})^2 + 0,1716 \cdot (11,26 \text{ m/s}) - 0,5105 = 28,51 \text{ N}$$

Finalmente, para calcular la aceleración del kart, se despeja la fuerza de aceleración en la ecuación 7.8, obteniendo la siguiente expresión:

$$F_a = \frac{P_{motor}}{V} - F_r - F_d \quad (\text{Ec. 7.12})$$

Si se sustituye la fuerza de aceleración de la expresión 7.12 por la ecuación 7.5 se obtiene que:

$$m \cdot a = \frac{P_{motor}}{V} - F_r - F_d \quad (\text{Ec. 7.13})$$

Finalmente, despejando la aceleración de la ecuación 7.13:

$$a = \frac{\frac{P_{motor}}{V} - F_r - F_d}{m} \quad (\text{Ec. 7.14})$$

Sustituyendo las incógnitas de la expresión 7.14 por los valores de la primera fila de la Tabla 7.1, la aceleración inicial tiene un valor de:

$$a = \frac{\frac{P_{motor}}{V} - F_r - F_d}{m} = \frac{\frac{9561,5 \text{ W}}{11,26 \text{ m/s}} - 15,43 \text{ N} - 28,51 \text{ N}}{193,5 \text{ kg}} = 4,16 \text{ m/s}^2$$

Se repite el proceso para el resto de intervalos de revoluciones, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 7.1. Valores de la aceleración para una relación de transmisión de 9.2.

Revoluciones (RPM)	P (CV)	P (W)	V (km/h)	V (m/s)	Rodadura (N)	Drag (N)	A (m/s²)	1/A (s²/m)
7250	13,00	9561,50	40,55	11,26	15,43	28,51	4,16	0,24
7500	13,60	10002,80	41,95	11,65	15,52	30,48	4,20	0,24
7750	14,20	10444,10	43,35	12,04	15,60	32,51	4,23	0,24
8000	15,00	11032,50	44,75	12,43	15,69	34,61	4,33	0,23
8250	15,90	11694,45	46,15	12,82	15,78	36,77	4,44	0,23
8500	16,90	12429,95	47,54	13,21	15,87	38,99	4,58	0,22
8750	18,00	13239,00	48,94	13,60	15,96	41,28	4,74	0,21
9000	19,00	13974,50	50,34	13,98	16,05	43,64	4,86	0,21
9250	20,00	14710,00	51,74	14,37	16,13	46,05	4,97	0,20
9500	21,00	15445,50	53,14	14,76	16,22	48,54	5,07	0,20
9750	22,10	16254,55	54,54	15,15	16,31	51,08	5,20	0,19
10000	23,30	17137,15	55,93	15,54	16,40	53,70	5,34	0,19
10250	24,70	18166,85	57,33	15,93	16,49	56,37	5,52	0,18
10500	25,80	18975,90	58,73	16,31	16,58	59,11	5,62	0,18
10750	26,70	19637,85	60,13	16,70	16,66	61,92	5,67	0,18
11000	27,20	20005,60	61,53	17,09	16,75	64,79	5,63	0,18
11250	27,50	20226,25	62,93	17,48	16,84	67,72	5,54	0,18
11500	27,80	20446,90	64,32	17,87	16,93	70,72	5,46	0,18
11750	28,00	20594,00	65,72	18,26	17,02	73,78	5,36	0,19

12000	27,70	20373,35	67,12	18,64	17,11	76,91	5,16	0,19
12250	27,10	19932,05	68,52	19,03	17,19	80,10	4,91	0,20
12500	26,20	19270,10	69,92	19,42	17,28	83,35	4,61	0,22
12750	25,30	18608,15	71,32	19,81	17,37	86,67	4,32	0,23
13000	24,70	18166,85	72,71	20,20	17,46	90,06	4,09	0,24
13250	23,80	17504,90	74,11	20,59	17,55	93,51	3,82	0,26
13500	22,90	16842,95	75,51	20,98	17,63	97,02	3,56	0,28
13750	21,90	16107,45	76,91	21,36	17,72	100,60	3,28	0,30
14000	20,80	15298,40	78,31	21,75	17,81	104,24	3,00	0,33
14250	19,90	14636,45	79,71	22,14	17,90	107,95	2,77	0,36
14500	19,00	13974,50	81,10	22,53	17,99	111,72	2,54	0,39
14750	18,20	13386,10	82,50	22,92	18,08	115,55	2,33	0,43
15000	17,50	12871,25	83,90	23,31	18,16	119,45	2,14	0,47
15250	16,90	12429,95	85,30	23,69	18,25	123,42	1,98	0,51
15500	16,50	12135,75	86,70	24,08	18,34	127,45	1,85	0,54
15750	15,40	11326,70	88,10	24,47	18,43	131,54	1,62	0,62

Se observa como la aceleración del kart decrece a partir de 10750 RPM, ya que, en este instante, el par y la potencia disminuyen, mientras que la rodadura y el drag siguen aumentando.

Es necesario integrar, ya que se ha de calcular el tiempo necesario para llegar a la velocidad máxima, y comprobar si los 165 metros de longitud de la recta mostrada en la Figura 7.6 son suficientes para alcanzar dicha velocidad. Se puede dar el caso que, si se llega a la velocidad final demasiado pronto, y se mantiene al motor a las revoluciones máximas durante un tiempo excesivo, se puede acortar su vida útil, e incluso provocar averías.

Al inicio de la recta, se tiene una velocidad inicial de 43.84 km/h, lo que equivale a 12.17 m/s. Dicha velocidad pertenece aproximadamente a la tercera fila de la tabla Tabla 7.1, con una aceleración inicial de 4.23 m/s². Se considera que la distancia y el tiempo inicial tienen un valor de 0. La velocidad final se puede consultar en la última fila, la cual tiene un valor de 88.1 km/h (24.47 m/s). En primer lugar, la aceleración se calcula en función del diferencial de velocidad entre el diferencial del tiempo.

$$a = \frac{dV}{dt} \quad (\text{Ec. 7.15})$$

Si se cambian los términos de lado y se integra la expresión:

$$dt = \frac{1}{a} \cdot dV \quad (\text{Ec. 7.16})$$

$$\int_{t_0}^{t_f} dt = \int_{V_0}^{V_f} \frac{1}{a} \cdot dV \quad (\text{Ec. 7.17})$$

Como la aceleración no es constante, se necesita una expresión que relacione la aceleración en función de la velocidad. En este caso, la función es 1/a, y, por lo tanto, se debe generar un gráfico con la aceleración inversa y la velocidad. Para ello, las aceleraciones calculadas en la tabla Tabla 7.1 se convierten en fracciones de la forma 1/a, obteniendo los valores mostrados en la última columna. A continuación, se representan dichos valores en función de la velocidad:

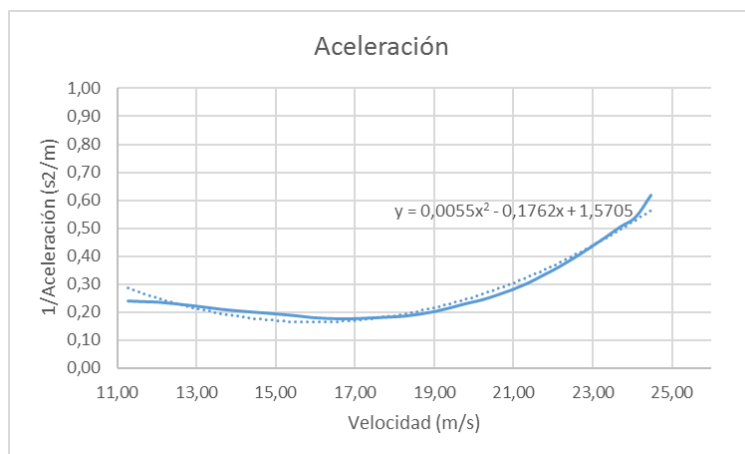


Figura 7.7. Gráfico de 1/a en función de la velocidad con una relación de 9.2.

Excel proporciona la ecuación polinómica que mejor se adapta a la curva, la cual tiene la forma siguiente:

$$\frac{1}{a} = 0,0055 \cdot V^2 - 0,1762 \cdot V + 1,5705 \quad (\text{Ec. 7.18})$$

Si se introduce la expresión 7.18 en la ecuación 7.17 y se integra:

$$(t_f - t_0) = \left[0,0055 \cdot \frac{V^3}{3} - 0,1762 \cdot \frac{V^2}{2} + 1,5705 \cdot V \right]_{V_0}^{V_f} \quad (\text{Ec. 7.19})$$

Así pues, para cada valor de la aceleración, se puede calcular el tiempo necesario para aumentar la velocidad desde el valor inicial hasta la velocidad correspondiente al siguiente tramo. En la Tabla 7.2, el tiempo para el primer tramo es de 0 segundos. Por lo tanto, empleando la ecuación 7.19, el ejemplo de cálculo para el segundo tramo de la Tabla 7.2 es el siguiente:

$$(t_f - t_0) = \left[0,0055 \cdot \frac{V^3}{3} - 0,1762 \cdot \frac{V^2}{2} + 1,5705 \cdot V \right]_{11,26}^{11,65} = 0,11 \text{ s}$$

Se realiza el mismo procedimiento para el resto de filas, obteniendo los siguientes valores:

Tabla 7.2. Tiempos obtenidos según las revoluciones.

Revoluciones (RPM)	P (CV)	P (W)	V (km/h)	V (m/s)	A (m/s ²)	T (s)	T Acumulado (s)
7250	13,00	9561,50	40,55	11,26	4,16	0	0
7500	13,60	10002,80	41,95	11,65	4,20	0,11	0,11
7750	14,20	10444,10	43,35	12,04	4,23	0,10	0,21
8000	15,00	11032,50	44,75	12,43	4,33	0,09	0,30
8250	15,90	11694,45	46,15	12,82	4,44	0,09	0,38
8500	16,90	12429,95	47,54	13,21	4,58	0,08	0,47
8750	18,00	13239,00	48,94	13,60	4,74	0,08	0,54
9000	19,00	13974,50	50,34	13,98	4,86	0,07	0,61
9250	20,00	14710,00	51,74	14,37	4,97	0,07	0,68

9500	21,00	15445,50	53,14	14,76	5,07	0,07	0,75
9750	22,10	16254,55	54,54	15,15	5,20	0,06	0,81
10000	23,30	17137,15	55,93	15,54	5,34	0,06	0,88
10250	24,70	18166,85	57,33	15,93	5,52	0,06	0,94
10500	25,80	18975,90	58,73	16,31	5,62	0,06	1,00
10750	26,70	19637,85	60,13	16,70	5,67	0,06	1,06
11000	27,20	20005,60	61,53	17,09	5,63	0,06	1,13
11250	27,50	20226,25	62,93	17,48	5,54	0,07	1,19
11500	27,80	20446,90	64,32	17,87	5,46	0,07	1,26
11750	28,00	20594,00	65,72	18,26	5,36	0,07	1,33
12000	27,70	20373,35	67,12	18,64	5,16	0,07	1,41
12250	27,10	19932,05	68,52	19,03	4,91	0,08	1,48
12500	26,20	19270,10	69,92	19,42	4,61	0,08	1,57
12750	25,30	18608,15	71,32	19,81	4,32	0,09	1,66
13000	24,70	18166,85	72,71	20,20	4,09	0,10	1,75
13250	23,80	17504,90	74,11	20,59	3,82	0,10	1,86
13500	22,90	16842,95	75,51	20,98	3,56	0,11	1,97
13750	21,90	16107,45	76,91	21,36	3,28	0,12	2,09
14000	20,80	15298,40	78,31	21,75	3,00	0,13	2,21
14250	19,90	14636,45	79,71	22,14	2,77	0,14	2,35
14500	19,00	13974,50	81,10	22,53	2,54	0,15	2,50

14750	18,20	13386,10	82,50	22,92	2,33	0,16	2,66
15000	17,50	12871,25	83,90	23,31	2,14	0,17	2,82
15250	16,90	12429,95	85,30	23,69	1,98	0,18	3,01
15500	16,50	12135,75	86,70	24,08	1,85	0,19	3,20
15750	15,40	11326,70	88,10	24,47	1,62	0,21	3,41

Finalmente, para calcular la distancia necesaria desde la velocidad inicial hasta la velocidad máxima, de nuevo se emplea una expresión diferencial. Como la velocidad es el resultado del diferencial de desplazamiento entre el diferencial de tiempo:

$$V = \frac{dx}{dt} \quad (\text{Ec. 7.20})$$

Si se ordena la expresión y se integra:

$$dx = V \cdot dt \quad (\text{Ec. 7.21})$$

$$\int_{xi}^{xf} dx = \int_{t0}^{tf} V \cdot dt \quad (\text{Ec. 7.22})$$

Como sucedía anteriormente, la velocidad no es constante, ya que varía con la aceleración. Se ha de hallar una expresión que relacione la velocidad con el tiempo. Para ello, se realiza un gráfico con los datos de la velocidad y el tiempo de la tabla anterior.

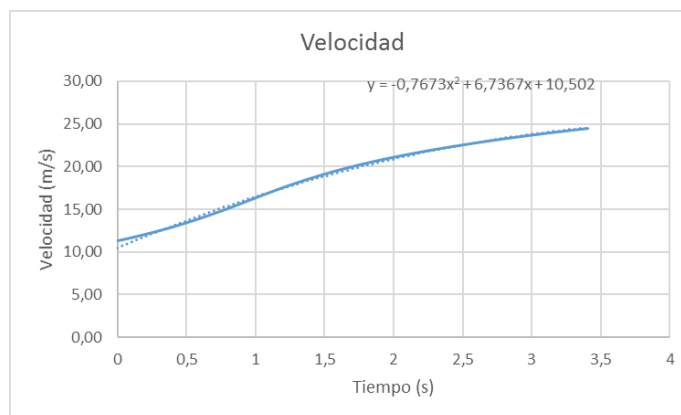


Figura 7.8. Gráfico de la velocidad frente al tiempo con una relación de 9.2.

Excel ofrece la ecuación de la velocidad en función del tiempo que mejor se ajusta a la curva, la cual tiene la forma siguiente:

$$V = -0,7673 \cdot t^2 + 6,7367 \cdot t + 10,502 \quad (\text{Ec. 7.23})$$

Si se sustituye la expresión 7.23 en la ecuación 7.22:

$$\int_{x_i}^{x_f} dx = \int_{t_0}^{t_f} -0,7673 \cdot t^2 + 6,7367 \cdot t + 10,502 \cdot dt \quad (\text{Ec. 7.24})$$

Finalmente, integrando la expresión 7.24 se obtiene que:

$$(x_f - x_i) = \left[-0,7673 \cdot \frac{t^3}{3} + 6,7367 \cdot \frac{t^2}{2} + 10,502 \cdot t \right]_{t_0}^{t_f} \quad (\text{Ec. 7.25})$$

En la primera fila de la Tabla 7.3, la distancia inicial es de 0 metros. Por lo tanto, se muestra un ejemplo de cálculo con la segunda fila. Sustituyendo en la ecuación 7.25 los valores correspondientes:

$$(x_f - x_i) = \left[-0,7673 \cdot \frac{t^3}{3} + 6,7367 \cdot \frac{t^2}{2} + 10,502 \cdot t \right]_0^{0,11} = 1,15 \text{ m}$$

El resto de resultados se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 7.3. Distancias obtenidas en cada intervalo de revoluciones.

Revoluciones (RPM)	P (CV)	P (W)	V (km/h)	V (m/s)	T acumulado (s)	D (m)	D acumulada (m)
7250	13,0	9561,50	40,55	11,26	0	0	0
7500	13,6	10002,80	41,95	11,65	0,11	1,15	1,15
7750	14,2	10444,10	43,35	12,04	0,21	1,14	2,30
8000	15,0	11032,50	44,75	12,43	0,30	1,12	3,42
8250	15,9	11694,45	46,15	12,82	0,38	1,10	4,52
8500	16,9	12429,95	47,54	13,21	0,47	1,07	5,59
8750	18,0	13239,00	48,94	13,60	0,54	1,05	6,64

9000	19,0	13974,50	50,34	13,98	0,61	1,03	7,67
9250	20,0	14710,00	51,74	14,37	0,68	1,01	8,67
9500	21,0	15445,50	53,14	14,76	0,75	0,99	9,67
9750	22,1	16254,55	54,54	15,15	0,81	0,98	10,65
10000	23,3	17137,15	55,93	15,54	0,88	0,98	11,63
10250	24,7	18166,85	57,33	15,93	0,94	0,99	12,63
10500	25,8	18975,90	58,73	16,31	1,00	1,01	13,64
10750	26,7	19637,85	60,13	16,70	1,06	1,04	14,68
11000	27,2	20005,60	61,53	17,09	1,13	1,08	15,75
11250	27,5	20226,25	62,93	17,48	1,19	1,13	16,88
11500	27,8	20446,90	64,32	17,87	1,26	1,19	18,08
11750	28,0	20594,00	65,72	18,26	1,33	1,27	19,35
12000	27,7	20373,35	67,12	18,64	1,41	1,36	20,71
12250	27,1	19932,05	68,52	19,03	1,48	1,47	22,18
12500	26,2	19270,10	69,92	19,42	1,57	1,59	23,77
12750	25,3	18608,15	71,32	19,81	1,66	1,73	25,51
13000	24,7	18166,85	72,71	20,20	1,75	1,89	27,40
13250	23,8	17504,90	74,11	20,59	1,86	2,07	29,48
13500	22,9	16842,95	75,51	20,98	1,97	2,27	31,75
13750	21,9	16107,45	76,91	21,36	2,09	2,49	34,24
14000	20,8	15298,40	78,31	21,75	2,21	2,73	36,97

14250	19,9	14636,45	79,71	22,14	2,35	3,00	39,97
14500	19,0	13974,50	81,10	22,53	2,50	3,28	43,25
14750	18,2	13386,10	82,50	22,92	2,66	3,60	46,85
15000	17,5	12871,25	83,90	23,31	2,82	3,93	50,78
15250	16,9	12429,95	85,30	23,69	3,01	4,29	55,06
15500	16,5	12135,75	86,70	24,08	3,20	4,66	59,73
15750	15,4	11326,70	88,10	24,47	3,41	5,06	64,79

Una vez obtenidos los resultados, se observa como el kart adquiere una velocidad máxima de 88.1 km/h en una distancia de 64.79 metros. Sin embargo, se ha de tener en cuenta la velocidad inicial, la cual es de 43.84 km/h, y, aproximadamente, corresponde a la tercera fila. Así pues, al valor final de 64.79 metros, se le ha de restar 2.3 metros, obteniendo una distancia total de 62.49 metros. Por lo tanto, con una relación de transmisión de 9.2, de los 165 metros que dispone la recta, el kart alcanza la velocidad máxima en los primeros 62.49 metros. En consecuencia, en los 102.51 metros restantes, el kart se mantiene a 88.1 km/h (24.47 m/s) a las máximas revoluciones. Es decir, la aceleración del kart es demasiado alta, de modo que se alcanza la velocidad final excesivamente rápido. Este hecho tiene dos efectos negativos. El primero es que, con esta configuración, se pierde velocidad máxima. El segundo efecto es que, como se ha comentado, el fabricante recomienda no superar las 15000 RPM, y, en este caso, el kart se mantiene a 15750 RPM durante 102.51 metros. Por lo tanto, el tiempo que el kart se mantiene a las máximas revoluciones se puede calcular del siguiente modo:

$$t = \frac{x}{V} \quad (\text{Ec. 7.26})$$

$$t = \frac{x}{V} = \frac{102.51 \text{ m}}{24.47 \text{ m/s}} = 4,19 \text{ s}$$

El kart se mantiene durante 4.19 segundos a las máximas revoluciones durante una vuelta. Por ejemplo, si el kart realiza 100 vueltas al circuito, el motor habrá estado durante 419 segundos a las revoluciones máximas, lo cual afectará a su vida útil. Por lo tanto, el objetivo es encontrar una relación de transmisión, la cual alcance las 15000 RPM a una distancia de aproximadamente 165 metros. De este modo, al llegar al final de la recta, el kart se encontrará en el límite de revoluciones indicada por el fabricante, prolongando la vida del motor.

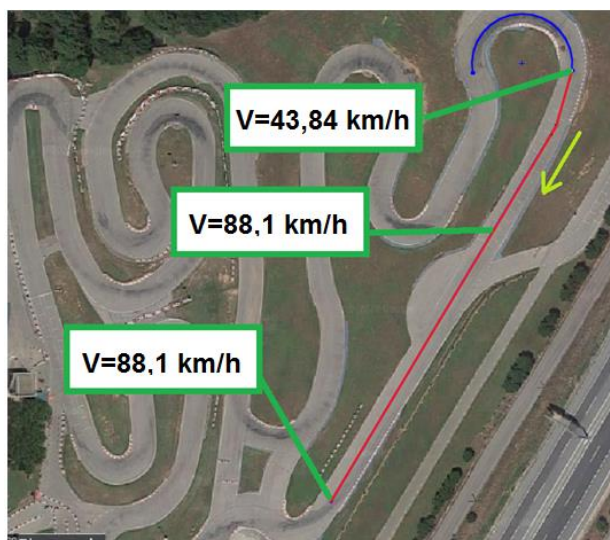


Figura 7.9. Velocidad del kart en la recta con una relación de transmisión de 9.2 (35).

Encontrar la relación de transmisión adecuada resulta muy sencillo, ya que se han elaborado unas tablas en Excel en las cuales, al cambiar el valor de la relación de transmisión, se actualizan todos los valores calculados anteriormente. De este modo, probando las distintas configuraciones que recomienda el fabricante (Tabla 7.5), el objetivo es que, a 15000 RPM, el valor de la distancia sea de aproximadamente 165 metros.

Tras probar las distintas posibilidades, la configuración óptima corresponde a una relación de transmisión de 6.91, la cual se realiza con un piñón de 11 dientes, y una corona de 76 dientes. Para mostrar cómo se ha obtenido dicho valor, de nuevo se repite el proceso anterior. En primer lugar, para calcular la aceleración, se emplea la ecuación 7.14 para cada fila de la siguiente tabla:

Tabla 7.4. Aceleraciones obtenidas para una relación de 6.91.

Revoluciones (RPM)	P (CV)	P (W)	V (km/h)	V (m/s)	Rodadura (N)	Drag (N)	A (m/s ²)	1/A (s ² /m)
7250	13	9561,50	53,99	15,00	16,28	50,09	2,95	0,34
7500	13,6	10002,80	55,85	15,51	16,39	53,54	2,97	0,34
7750	14,2	10444,10	57,71	16,03	16,51	57,11	2,99	0,33
8000	15	11032,50	59,58	16,55	16,63	60,80	3,05	0,33
8250	15,9	11694,45	61,44	17,07	16,75	64,60	3,12	0,32

8500	16,9	12429,95	63,30	17,58	16,86	68,52	3,21	0,31
8750	18	13239,00	65,16	18,10	16,98	72,54	3,32	0,30
9000	19	13974,50	67,02	18,62	17,10	76,69	3,39	0,29
9250	20	14710,00	68,89	19,13	17,22	80,94	3,47	0,29
9500	21	15445,50	70,75	19,65	17,33	85,32	3,53	0,28
9750	22,1	16254,55	72,61	20,17	17,45	89,80	3,61	0,28
10000	23,3	17137,15	74,47	20,69	17,57	94,40	3,70	0,27
10250	24,7	18166,85	76,33	21,20	17,69	99,11	3,82	0,26
10500	25,8	18975,90	78,19	21,72	17,80	103,94	3,89	0,26
10750	26,7	19637,85	80,06	22,24	17,92	108,89	3,91	0,26
11000	27,2	20005,60	81,92	22,75	18,04	113,94	3,86	0,26
11250	27,5	20226,25	83,78	23,27	18,16	119,11	3,78	0,26
11500	27,8	20446,90	85,64	23,79	18,27	124,40	3,70	0,27
11750	28	20594,00	87,50	24,31	18,39	129,80	3,61	0,28
12000	27,7	20373,35	89,36	24,82	18,51	135,31	3,45	0,29
12250	27,1	19932,05	91,23	25,34	18,63	140,94	3,24	0,31
12500	26,2	19270,10	93,09	25,86	18,74	146,68	3,00	0,33
12750	25,3	18608,15	94,95	26,38	18,86	152,54	2,76	0,36
13000	24,7	18166,85	96,81	26,89	18,98	158,51	2,57	0,39
13250	23,8	17504,90	98,67	27,41	19,10	164,59	2,35	0,43
13500	22,9	16842,95	100,54	27,93	19,21	170,79	2,13	0,47

13750	21,9	16107,45	102,40	28,44	19,33	177,10	1,91	0,52
14000	20,8	15298,40	104,26	28,96	19,45	183,53	1,68	0,59
14250	19,9	14636,45	106,12	29,48	19,57	190,07	1,48	0,67
14500	19	13974,50	107,98	30,00	19,68	196,72	1,29	0,78
14750	18,2	13386,10	109,84	30,51	19,80	203,49	1,11	0,90
15000	17,5	12871,25	111,71	31,03	19,92	210,38	0,95	1,05
15250	16,9	12429,95	113,57	31,55	20,04	217,38	0,81	1,24
15500	16,5	12135,75	115,43	32,06	20,15	224,49	0,69	1,45
15750	15,4	11326,70	117,29	32,58	20,27	231,71	0,49	2,02

Sin embargo, en el gráfico de la aceleración inversa en función de la velocidad (Figura 7.10), la expresión que aproxima el valor de la curva no es precisa, lo cual puede dar lugar a errores.

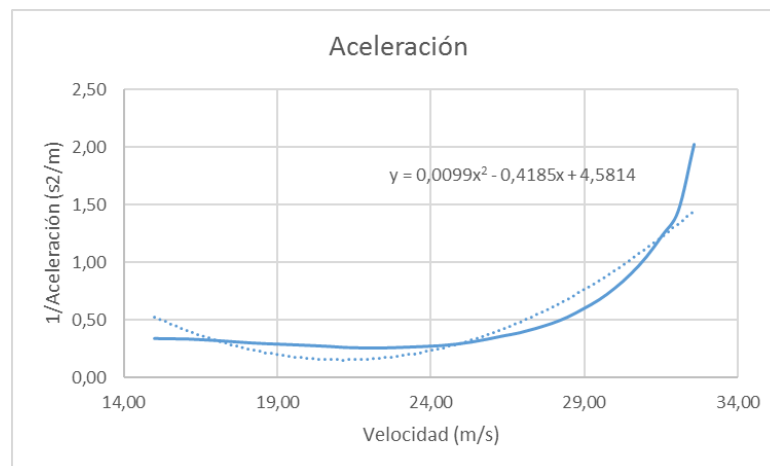


Figura 7.10. Gráfico de $1/a$ en función del tiempo con una relación de 6.91.

Por lo tanto, se divide el gráfico en 2 tramos. El primer tramo es el que comprende el inicio de la curva hasta el punto donde empieza a ascender, mientras que el segundo tramo comprende desde dicho punto hasta el final de la curva.

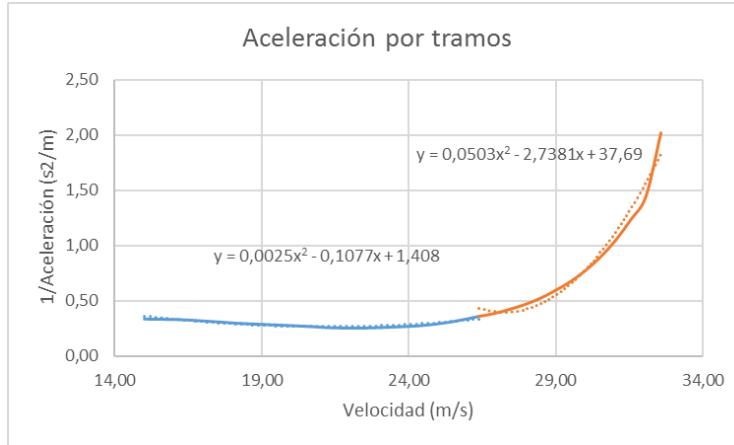


Figura 7.11. Gráfico de la aceleración inversa en función del tiempo por tramos con una relación de 6.91.

De este modo, se obtienen 2 curvas, las cuales son mucho más precisas para el tramo al cual representan. Las expresiones obtenidas son:

$$\frac{1}{a} = 0,0025 \cdot v^2 - 0,1077 \cdot v + 1,408 \quad v \leq 26 \text{ m/s} \quad (\text{Ec. 7.27})$$

$$\frac{1}{a} = 0,0503 \cdot v^2 - 2,7381 \cdot v + 37,69 \quad v > 26 \text{ m/s} \quad (\text{Ec. 7.28})$$

Otro de los aspectos a destacar es que, en este caso, a unas revoluciones de 7250, las cuales son las mínimas que se muestran en el gráfico de potencia-par (Figura 7.4), la velocidad es de 53.99 km/h, como se observa en la Tabla 7.4. Sin embargo, para poder calcular correctamente la distancia recorrida por el kart, es necesario contar con los datos a partir de la velocidad de salida de la curva, es decir, de 43.84 km/h. Se han de ampliar las revoluciones de tabla por debajo de 7250 RPM, aunque, como se ha comentado, el gráfico no ofrece datos para dichos valores. Así pues, no se conocen los valores de potencia para unas revoluciones inferiores a 7250, y no es posible calcular la aceleración mediante la ecuación 7.14. Por lo tanto, la aceleración se calculará con la expresión 7.27. Por ejemplo, para la primera fila de la Tabla 7.5, como la velocidad es inferior a 26 m/s, se emplea la ecuación 7.27, obteniendo una aceleración de:

$$\frac{1}{a} = 0,0025 \cdot 11,89^2 - 0,1077 \cdot 11,89 + 1,408 = 0,48 \frac{\text{s}^2}{\text{m}}$$

$$a = 2,08 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

En la siguiente tabla, se muestran los mismos valores que la Tabla 7.4, añadiendo el intervalo de revoluciones comprendido entre 5750 y 7000 RPM, de modo que se obtiene en la primera fila un valor similar a la velocidad de salida de la curva.

Tabla 7.5. Aceleraciones a partir de la velocidad de salida de curva con una relación de 6.91.

Revoluciones (RPM)	P (CV)	P (W)	V (km/h)	V (m/s)	Rodadura (N)	Drag (N)	A (m/s ²)	1/A (s ² /m)
5750			42,82	11,89	15,57	31,74	2,08	0,48
6000			44,68	12,41	15,69	34,51	2,19	0,46
6250			46,54	12,93	15,81	37,40	2,31	0,43
6500			48,41	13,45	15,92	40,40	2,43	0,41
6750			50,27	13,96	16,04	43,51	2,55	0,39
7000			52,13	14,48	16,16	46,74	2,68	0,37
7250	13	9561,5	53,99	15,00	16,28	50,09	2,95	0,34
7500	13,6	10002,8	55,85	15,51	16,39	53,54	2,97	0,34
7750	14,2	10444,1	57,71	16,03	16,51	57,11	2,99	0,33
8000	15	11032,5	59,58	16,55	16,63	60,80	3,05	0,33
8250	15,9	11694,45	61,44	17,07	16,75	64,60	3,12	0,32
8500	16,9	12429,95	63,30	17,58	16,86	68,52	3,21	0,31
8750	18	13239	65,16	18,10	16,98	72,54	3,32	0,30
9000	19	13974,5	67,02	18,62	17,10	76,69	3,39	0,29
9250	20	14710	68,89	19,13	17,22	80,94	3,47	0,29
9500	21	15445,5	70,75	19,65	17,33	85,32	3,53	0,28
9750	22,1	16254,55	72,61	20,17	17,45	89,80	3,61	0,28

10000	23,3	17137,15	74,47	20,69	17,57	94,40	3,70	0,27
10250	24,7	18166,85	76,33	21,20	17,69	99,11	3,82	0,26
10500	25,8	18975,9	78,19	21,72	17,80	103,94	3,89	0,26
10750	26,7	19637,85	80,06	22,24	17,92	108,89	3,91	0,26
11000	27,2	20005,6	81,92	22,75	18,04	113,94	3,86	0,26
11250	27,5	20226,25	83,78	23,27	18,16	119,11	3,78	0,26
11500	27,8	20446,9	85,64	23,79	18,27	124,40	3,70	0,27
11750	28	20594	87,50	24,31	18,39	129,80	3,61	0,28
12000	27,7	20373,35	89,36	24,82	18,51	135,31	3,45	0,29
12250	27,1	19932,05	91,23	25,34	18,63	140,94	3,24	0,31
12500	26,2	19270,1	93,09	25,86	18,74	146,68	3,00	0,33
12750	25,3	18608,15	94,95	26,38	18,86	152,54	2,76	0,36
13000	24,7	18166,85	96,81	26,89	18,98	158,51	2,57	0,39
13250	23,8	17504,9	98,67	27,41	19,10	164,59	2,35	0,43
13500	22,9	16842,95	100,54	27,93	19,21	170,79	2,13	0,47
13750	21,9	16107,45	102,40	28,44	19,33	177,10	1,91	0,52
14000	20,8	15298,4	104,26	28,96	19,45	183,53	1,68	0,59
14250	19,9	14636,45	106,12	29,48	19,57	190,07	1,48	0,67
14500	19	13974,5	107,98	30,00	19,68	196,72	1,29	0,78
14750	18,2	13386,1	109,84	30,51	19,80	203,49	1,11	0,90
15000	17,5	12871,25	111,71	31,03	19,92	210,38	0,95	1,05

15250	16,9	12429,95	113,57	31,55	20,04	217,38	0,81	1,24
15500	16,5	12135,75	115,43	32,06	20,15	224,49	0,69	1,45
15750	15,4	11326,7	117,29	32,58	20,27	231,71	0,49	2,02

De nuevo, se emplea la expresión 7.19 para calcular el tiempo en cada intervalo, obteniendo los resultados que se muestran a continuación:

Tabla 7.6. Tiempos obtenidos para una relación de 6.91.

Revoluciones (RPM)	Potencia (CV)	Potencia (W)	V (km/h)	V (m/s)	A (m/s²)	T (s)	T acumulado (s)
5750			42,82	11,89	2,08	0,00	0,00
6000			44,68	12,41	2,19	0,24	0,24
6250			46,54	12,93	2,31	0,23	0,47
6500			48,41	13,45	2,43	0,22	0,69
6750			50,27	13,96	2,55	0,21	0,90
7000			52,13	14,48	2,68	0,20	1,10
7250	13	9561,5	53,99	15,00	2,95	0,19	1,28
7500	13,6	10002,8	55,85	15,51	2,97	0,18	1,46
7750	14,2	10444,1	57,71	16,03	2,99	0,17	1,63
8000	15	11032,5	59,58	16,55	3,05	0,16	1,80
8250	15,9	11694,45	61,44	17,07	3,12	0,16	1,96
8500	16,9	12429,95	63,30	17,58	3,21	0,15	2,11
8750	18	13239	65,16	18,10	3,32	0,15	2,25
9000	19	13974,5	67,02	18,62	3,39	0,14	2,39

9250	20	14710	68,89	19,13	3,47	0,14	2,53
9500	21	15445,5	70,75	19,65	3,53	0,13	2,67
9750	22,1	16254,55	72,61	20,17	3,61	0,13	2,80
10000	23,3	17137,15	74,47	20,69	3,70	0,13	2,93
10250	24,7	18166,85	76,33	21,20	3,82	0,13	3,06
10500	25,8	18975,9	78,19	21,72	3,89	0,13	3,19
10750	26,7	19637,85	80,06	22,24	3,91	0,13	3,31
11000	27,2	20005,6	81,92	22,75	3,86	0,13	3,44
11250	27,5	20226,25	83,78	23,27	3,78	0,13	3,57
11500	27,8	20446,9	85,64	23,79	3,70	0,13	3,71
11750	28	20594	87,50	24,31	3,61	0,14	3,84
12000	27,7	20373,35	89,36	24,82	3,45	0,14	3,98
12250	27,1	19932,05	91,23	25,34	3,24	0,14	4,13
12500	26,2	19270,1	93,09	25,86	3,00	0,15	4,28
12750	25,3	18608,15	94,95	26,38	2,76	0,25	4,53
13000	24,7	18166,85	96,81	26,89	2,57	0,23	4,76
13250	23,8	17504,9	98,67	27,41	2,35	0,22	4,98
13500	22,9	16842,95	100,54	27,93	2,13	0,23	5,21
13750	21,9	16107,45	102,40	28,44	1,91	0,25	5,46
14000	20,8	15298,4	104,26	28,96	1,68	0,28	5,74
14250	19,9	14636,45	106,12	29,48	1,48	0,33	6,06

14500	19	13974,5	107,98	30,00	1,29	0,39	6,45
14750	18,2	13386,1	109,84	30,51	1,11	0,46	6,91
15000	17,5	12871,25	111,71	31,03	0,95	0,55	7,46
15250	16,9	12429,95	113,57	31,55	0,81	0,65	8,11
15500	16,5	12135,75	115,43	32,06	0,69	0,77	8,88
15750	15,4	11326,7	117,29	32,58	0,49	0,90	9,78

Con los datos obtenidos, se realiza el gráfico de la velocidad en función del tiempo.

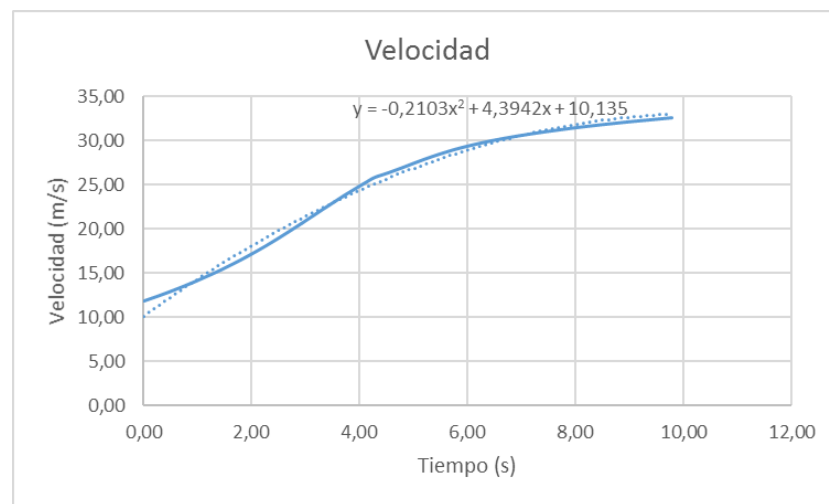


Figura 7.12. Gráfico de la velocidad en función del tiempo para una relación de 6.91.

La expresión que relaciona la velocidad con el tiempo es la siguiente:

$$V = -0,2103 \cdot t^2 + 4,3942 \cdot v + 10,135 \quad (\text{Ec. 7.29})$$

Empleando la ecuación 7.25, se obtienen las distancias siguientes:

Tabla 7.7. Resultados obtenidos para una relación de transmisión de 6.91.

Revoluciones (RPM)	P (CV)	P (W)	V (km/h)	V (m/s)	T acumulado (s)	D (m)	D acumulada (m)
5750			42,82	11,89	0,00	0,00	0,00
6000			44,68	12,41	0,24	2,58	2,58
6250			46,54	12,93	0,47	2,69	5,27
6500			48,41	13,45	0,69	2,76	8,03
6750			50,27	13,96	0,90	2,80	10,83
7000			52,13	14,48	1,10	2,83	13,66
7250	13	9561,5	53,99	15,00	1,28	2,83	16,49
7500	13,6	10002,8	55,85	15,51	1,46	2,83	19,32
7750	14,2	10444,1	57,71	16,03	1,63	2,82	22,14
8000	15	11032,5	59,58	16,55	1,80	2,80	24,93
8250	15,9	11694,45	61,44	17,07	1,96	2,77	27,71
8500	16,9	12429,95	63,30	17,58	2,11	2,75	30,46
8750	18	13239	65,16	18,10	2,25	2,73	33,19
9000	19	13974,5	67,02	18,62	2,39	2,72	35,91
9250	20	14710	68,89	19,13	2,53	2,71	38,62
9500	21	15445,5	70,75	19,65	2,67	2,70	41,32
9750	22,1	16254,55	72,61	20,17	2,80	2,71	44,03
10000	23,3	17137,15	74,47	20,69	2,93	2,73	46,76
10250	24,7	18166,85	76,33	21,20	3,06	2,76	49,51
10500	25,8	18975,9	78,19	21,72	3,19	2,80	52,31

10750	26,7	19637,85	80,06	22,24	3,31	2,85	55,16
11000	27,2	20005,6	81,92	22,75	3,44	2,92	58,09
11250	27,5	20226,25	83,78	23,27	3,57	3,01	61,10
11500	27,8	20446,9	85,64	23,79	3,71	3,12	64,21
11750	28	20594	87,50	24,31	3,84	3,24	67,45
12000	27,7	20373,35	89,36	24,82	3,98	3,38	70,83
12250	27,1	19932,05	91,23	25,34	4,13	3,54	74,37
12500	26,2	19270,1	93,09	25,86	4,28	3,72	78,10
12750	25,3	18608,15	94,95	26,38	4,53	6,44	84,53
13000	24,7	18166,85	96,81	26,89	4,76	6,00	90,53
13250	23,8	17504,9	98,67	27,41	4,98	5,89	96,42
13500	22,9	16842,95	100,54	27,93	5,21	6,14	102,57
13750	21,9	16107,45	102,40	28,44	5,46	6,79	109,36
14000	20,8	15298,4	104,26	28,96	5,74	7,85	117,21
14250	19,9	14636,45	106,12	29,48	6,06	9,37	126,58
14500	19	13974,5	107,98	30,00	6,45	11,37	137,94
14750	18,2	13386,1	109,84	30,51	6,91	13,89	151,84
15000	17,5	12871,25	111,71	31,03	7,46	16,97	168,81
15250	16,9	12429,95	113,57	31,55	8,11	20,62	189,43
15500	16,5	12135,75	115,43	32,06	8,88	24,83	214,26
15750	15,4	11326,7	117,29	32,58	9,78	29,52	243,77

Como se ha comentado, el objetivo es que, al llegar a 15000 RPM, las cuales son las máximas que recomienda el fabricante, la distancia recorrida por el kart debe ser de aproximadamente 165 metros. De este modo, se asegura que el motor no excede del máximo de revoluciones. En este caso, la distancia recorrida al llegar a 15000 RPM es de 168.81 metros. Por lo tanto, no se alcanzan las 15000 RPM por un margen muy pequeño, ya que, para ello, sería necesario contar con una recta de 168.81 metros frente a los 165 metros de la recta actual. Así pues, al observar la Tabla 7.7, la velocidad máxima que alcanza el kart es de aproximadamente 111.71 km/h.

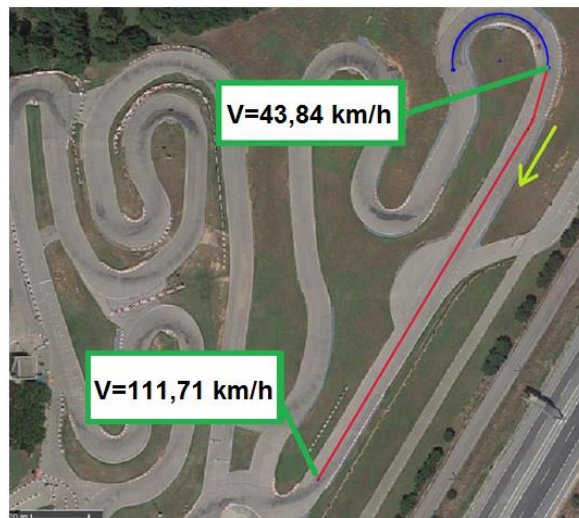


Figura 7.13. Velocidad al final de recta con una relación de transmisión de 6.91 (35).

7.3. Diseño del eje trasero

Como se ha visto en el apartado anterior, la relación de transmisión seleccionada es de 6.91, con un piñón de 11 dientes, y una corona de 76 dientes. Para conectar ambos elementos, se emplea una cadena. En primer lugar, es necesario calcular el número de eslabones. Para ello, se emplea la siguiente fórmula, donde C_0 es la distancia entre ambos engranajes, p es el paso y z el número de dientes:

$$X_o = 2 \cdot \frac{C_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p \cdot \left(\frac{|z_2 - z_1|}{2 \cdot \pi} \right)^2}{C_0} \quad (\text{Ec. 7.30})$$

$$X_o = 2 \cdot \frac{424,15 \text{ mm}}{7,774 \text{ mm}} + \frac{11 + 76}{2} + \frac{7,774 \text{ mm} \cdot \left(\frac{|76 - 11|}{2 \cdot \pi} \right)^2}{424,15 \text{ mm}} = 154,58$$

Es necesario un número par, ya que hay dos tipos de eslabones: el interior y el exterior. Por lo tanto, se necesitan 156 eslabones, aunque la cadena ha de quedar con una pequeña holgura, por lo que se decide aumentar a 158 el número de eslabones. La cadena a emplear es del tipo 219, con un paso de 7.774mm.

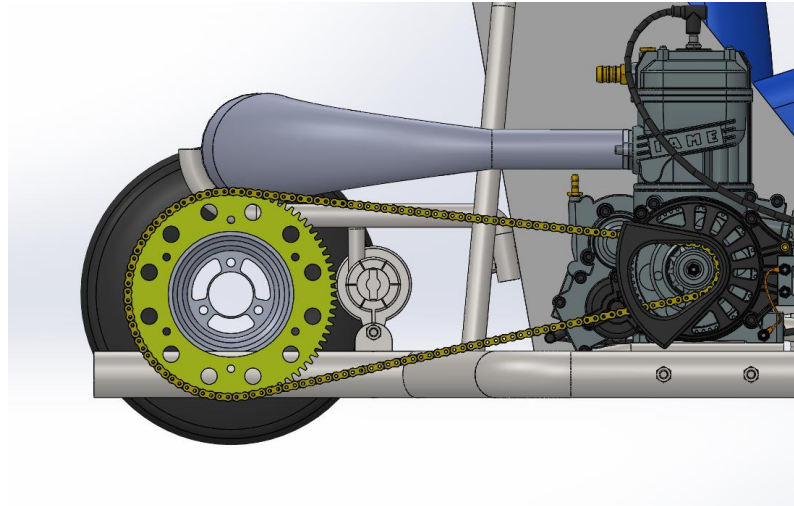


Figura 7.14. Corona y piñón conectados mediante una cadena.

No obstante, la cadena del modelo 219 solo se comercializa con un número de eslabones entre 96 y 114. Así pues, para conseguir una de 158 eslabones, se adquieren 2 cadenas de 96 eslabones, y se emplea un tronchacadenas. Este dispositivo permite desmontar los eslabones, y añadir el número de enlaces pertinentes.



Figura 7.15. Tronchacadenas para el modelo de cadena 219 (51).

En consecuencia, se emplea una cadena completa con 96 enlaces, mientras que en la otra cadena se retiran 34 enlaces, quedando 62, los cuales, al unirlos con los 96 enlaces de la primera cadena formarán un conjunto de 158 enlaces.

Para construir el eje, es necesario seleccionar un diámetro y un espesor determinados. Por el momento, se elige un diámetro de 20x1.5mm para poder continuar con el diseño. La longitud del eje es de 1102.58mm. Cerca de los extremos, se sueldan 2 piezas circulares con un diámetro de 80mm, las cuales actúan como bujes, con 3 orificios roscados de métrica M8, para sujetar la rueda al eje. Para unir las llantas a los bujes, se emplean tornillos ISO 4017 de métrica M8 con 20 mm de longitud. Además, para unir la corona al eje, se sueldan 2 piezas circulares construidas a partir de la lámina de 2mm de espesor, utilizadas en la construcción de la plancha. Se realizan 6 orificios roscados de métrica M6, coincidentes con los orificios de la corona, y se emplean 6 tornillos ISO 4017 de métrica M6 y con una longitud de 15 mm, para unir la corona con los soportes circulares.

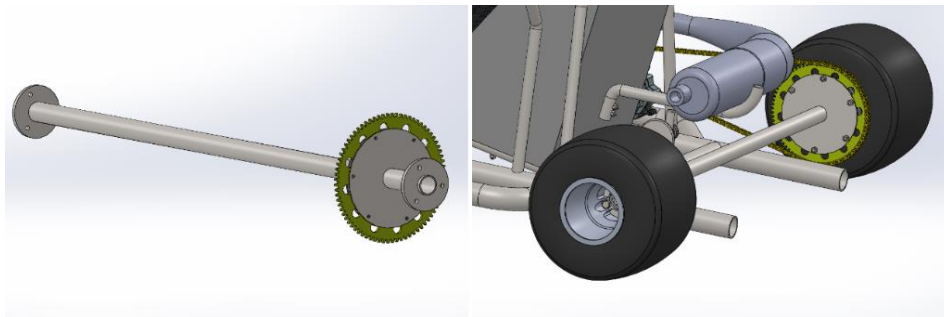


Figura 7.16. Eje trasero con los bujes, la corona y los soportes circulares.

Para unir el eje trasero al chasis, se realizan 2 estructuras de soporte, con una parte del tubo rectangular de 6mm de espesor, empleado en la fabricación del soporte del motor (Figura 4.20). En dichas estructuras, se colocan rodamientos con una placa de soporte triangular, ya que se adapta bien a la forma del soporte del chasis. Los rodamientos se seleccionarán una vez se conozca el diámetro del eje, e irán unidos a la estructura mediante tornillos.

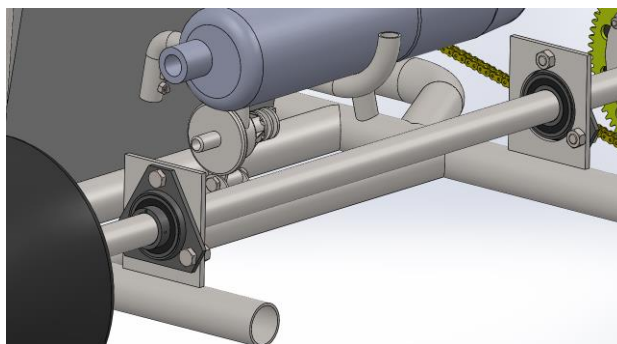


Figura 7.17. Rodamientos unidos mediante tornillos y soportes soldados al chasis.

7.3.1. Eje con carga máxima

El siguiente paso, es calcular las fuerzas y momentos a los cuales se somete al eje trasero mediante la transmisión de par del motor a la corona. Aunque aún queda por diseñar el sistema de frenado, el cual también generará esfuerzos, no se considerará en el diseño del eje trasero por diversos motivos. En primer lugar, si se está acelerando, no se puede frenar al mismo tiempo, y viceversa. Además, en un circuito de karts convencional, aproximadamente el 75% de la vuelta se está presionando el acelerador. Por lo tanto, se realiza la hipótesis que el par que se aporta al eje trasero fluctúa entre el valor máximo y mínimo de la curva del motor.

Para calcular el ángulo en el cual el piñón transmite el par a la cadena, se emplea la siguiente fórmula:

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot c}\right) \quad (\text{Ec. 7.31})$$

$$\alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{188,06 \text{ mm} - 27,22 \text{ mm}}{2 \cdot 424,15 \text{ mm}}\right) = 158,14^\circ$$

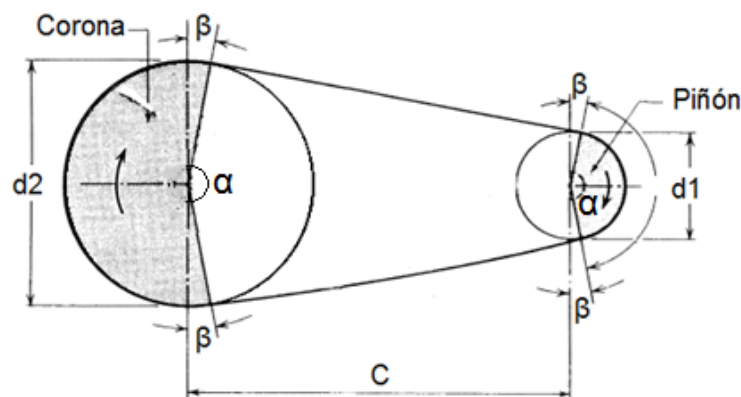


Figura 7.18. Esquema de la cadena de transmisión (52).

Así pues, beta tiene el siguiente valor:

$$\beta = 90^\circ - \frac{\alpha}{2} \quad (\text{Ec. 7.32})$$

$$\beta = 90^\circ - \frac{158,14}{2} = 10,93^\circ$$

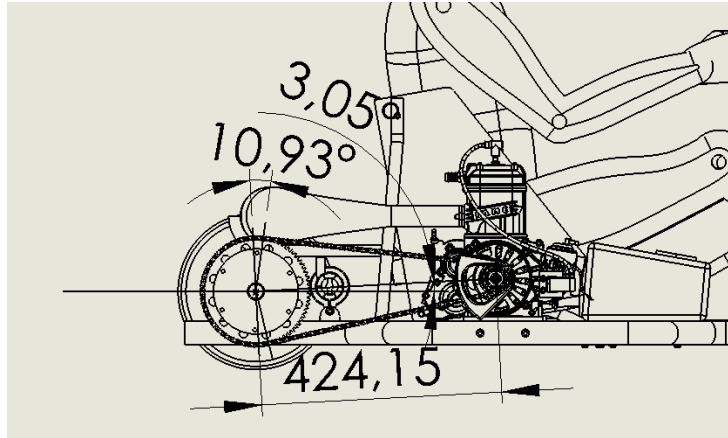


Figura 7.19. Ángulos de inclinación y distancia entre la corona y el piñón.

El momento de mayor sollicitación del eje ocurre cuando se transmite el máximo par del motor a la corona. Para ello, se consulta la curva de potencia-par del motor (Figura 7.4). El valor máximo del par en el piñón del motor es de 16.9 N·m a 10750 RPM. Así pues, el par que se transmite a la corona viene dado por la relación del número de dientes (Z) entre el piñón y la corona:

$$Par_{Corona} = \frac{Z_{Corona} \cdot Par_{motor}}{Z_{piñón}} \quad (\text{Ec. 7.33})$$

$$Par_{Corona} = \frac{76 \cdot 16.9 \text{ N} \cdot \text{m}}{11} = 116,76 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Considerando que la transmisión de fuerza de la cadena a la corona ocurre en el punto que se encuentra sobre el diámetro primitivo, entonces:

$$D_{primitivo \text{ corona}} = \text{Módulo} \cdot Z \quad (\text{Ec. 7.34})$$

$$D_{primitivo \text{ corona}} = 2,5 \text{ mm} \cdot 76 = 190 \text{ mm}$$

$$F = \frac{Par_{Corona}}{R_{primitivo \text{ corona}}} \quad (\text{Ec. 7.35})$$

$$F_{cadena} = \frac{116,76 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,095 \text{ m}} = 1229,05 \text{ N}$$

En la cadena, solo se genera fuerza en el lado tenso. Para descomponer la fuerza en los ejes del sistema, se ha de considerar el ángulo de 10.93 grados, pero también es necesario tener en cuenta que la línea de unión del piñón y la corona está inclinada 3.05 grados (Figura 7.19), por lo que la inclinación total de la fuerza respecto al eje Z es de 7.88 grados.

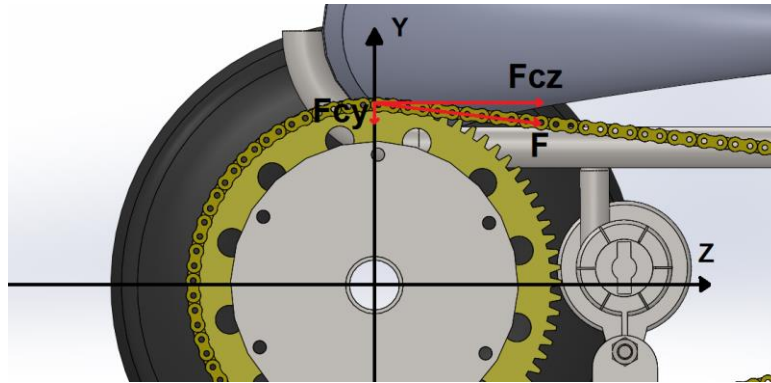


Figura 7.20. Descomposición de la fuerza generada en la cadena en los ejes de coordenadas.

Así pues, las fuerzas tienen un valor de:

$$F_{cz} = F_{cadena} \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{Ec. 7.36})$$

$$F_{cz} = F_{cadena} \cdot \cos(7,88) = 1229,05 \text{ N} \cdot \cos(7,88) = 1217,44 \text{ N}$$

$$F_{cy} = F_{cadena} \cdot \sin(\alpha) \quad (\text{Ec. 7.37})$$

$$F_{cy} = F_{cadena} \cdot \sin(7,88) = 1229,05 \text{ N} \cdot \sin(7,88) = 168,5 \text{ N}$$

Se considera la misma masa que el apartado anterior, es decir, de 193.5kg, ya que no se conocen las dimensiones necesarias del eje. En este caso, es importante saber la posición del centro de gravedad, de modo que se repite el proceso del apartado 5.1.2. En primer lugar, la posición del centro de gravedad es la siguiente:

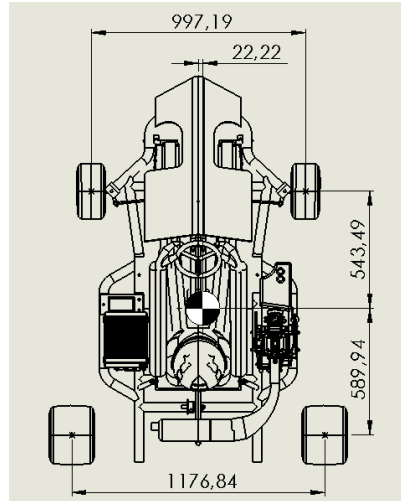


Figura 7.21. Posición del centro de gravedad.

Como se está diseñando el eje trasero, en este caso, no es necesario calcular las masas en las ruedas delanteras. Así pues, tomando como referencia la Figura 5.20, y cambiando las distancias por las correspondientes en este caso, se emplea la ecuación 5.2 para calcular la masa en el eje trasero (N_T):

$$N_T \cdot 1133,43 \text{ mm} - 193,5 \text{ kg} \cdot 543,49 \text{ mm} = 0$$

$$N_T = \frac{193,5 \text{ kg} \cdot 543,49 \text{ mm}}{1135,81 \text{ mm}} = 92,78 \text{ kg}$$

Para calcular el reparto de masas en cada rueda, se emplean las ecuaciones 5.4 y 5.5:

$$-N_{T_{IZQ}} \cdot 1176,84 \text{ mm} + 92,78 \text{ kg} \cdot 566,2 \text{ mm} = 0$$

$$N_{T_{IZQ}} = \frac{92,78 \text{ kg} \cdot 566,2 \text{ mm}}{1176,84 \text{ mm}} = 44,63 \text{ kg}$$

$$44,63 \text{ kg} + N_{T_{DER}} - 92,78 \text{ kg} = 0$$

$$N_{T_{DER}} = 48,15 \text{ kg}$$

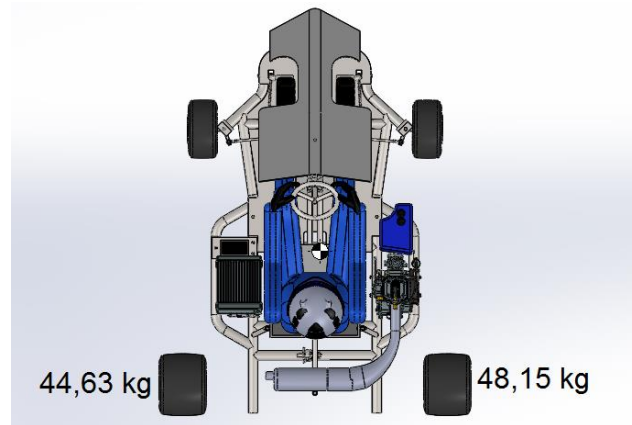


Figura 7.22. Reparto de masas en las ruedas traseras.

El par máximo se produce a 10750 RPM (Figura 7.4). En este instante, la aceleración del kart también es máxima, y tiene un valor de 3.91 m/s^2 , el cual se ha mostrado en la Tabla 7.6. Por lo tanto, se ha de tener en cuenta la transferencia de masa al eje trasero. Empleando la ecuación 5.12:

$$A_{cg} = \frac{A_c}{g} = \frac{3.91 \text{ m/s}^2}{9.81 \text{ m/s}^2} = 0.398$$

La aceleración es 0.398 veces la aceleración de la gravedad. Para calcular la cantidad de masa que se desplaza, se emplea una ecuación similar a la expresión 5.13. Sin embargo, en este caso, se considera la masa total y la batalla del kart, ya que se quiere calcular la transferencia de masa entre los 2 ejes. La altura del centro de gravedad es de 306mm, de modo que:

$$\Delta W = \frac{\text{Peso total} * A_{cg} * \text{Altura centro de masas}}{\text{Batalla}} \quad (\text{Ec. 7.38})$$

$$\Delta W = \frac{193,5 \text{ kg} * 0.398 * 0,306 \text{ m}}{1,133 \text{ m}} = 20,94 \text{ kg}$$

Es decir, hay una transferencia de masa de 20.94 kg desde las ruedas delanteras a las traseras, lo que equivale a un descenso de 10.47 kg en cada rueda delantera, y un aumento del mismo valor para cada rueda trasera. Sumando el valor de 10.47 kg a las masas de la Figura 7.22, se obtiene que:

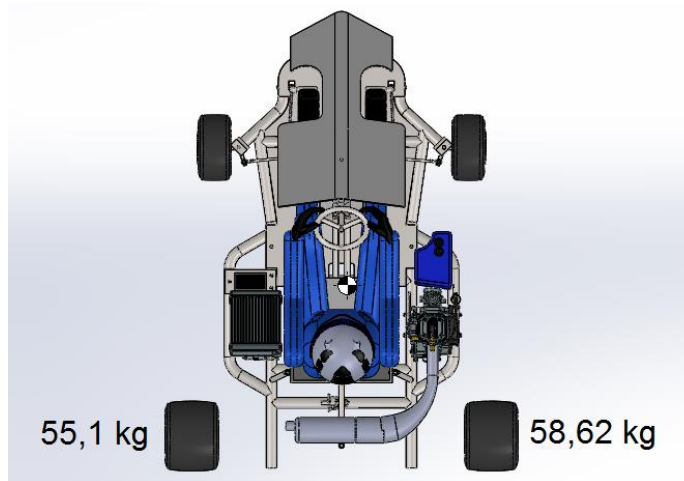


Figura 7.23. Transferencia de masa en las ruedas traseras en una situación de carga máxima.

Así pues, las reacciones debido a la masa total en cada rueda trasera son de:

$$R_{ti} = N_{T_{IZQ}} \cdot g \quad (\text{Ec. 7.39})$$

$$R_{ti} = 55,1 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = 540,53 \text{ N}$$

$$R_{td} = N_{T_{DER}} \cdot g \quad (\text{Ec. 7.40})$$

$$R_{td} = 58,62 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = 575,06 \text{ N}$$

Una vez que ya se conocen las fuerzas, a continuación, se calculan las reacciones en los rodamientos.

Antes de proceder con los cálculos, se establece el sistema de referencia:

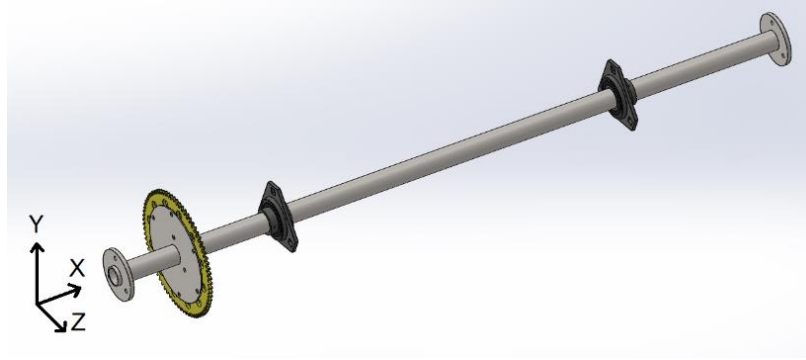


Figura 7.24. Eje trasero con el sistema de referencia establecido.

En primer lugar, se analiza el eje desde el plano XY. En dicho plano, aparecen las fuerzas de reacción de los neumáticos, y la fuerza de la corona. Además, aparece una fuerza en cada rodamiento, las cuales se han de calcular.

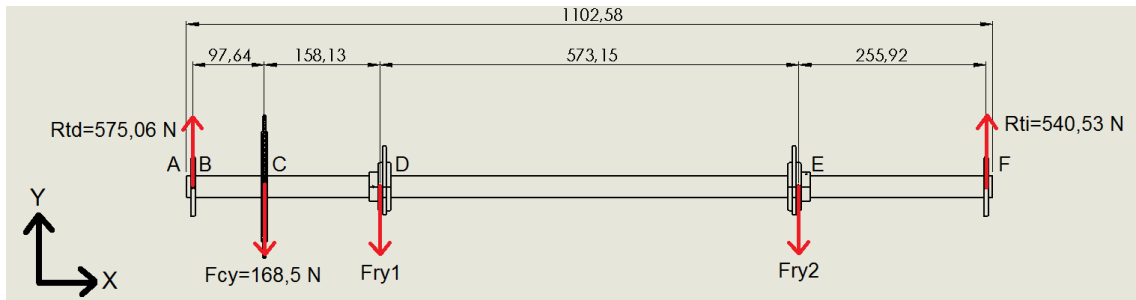


Figura 7.25. Fuerzas en el plano XY con carga máxima.

Si se realiza el sumatorio de momentos respecto al primer rodamiento, correspondiente al punto D:

$$\sum M_{RD} = 0 \quad (\text{Ec. 7.41})$$

$$-575,06 \cdot (0,097 + 0,158) + 168,5 \cdot 0,158 - F_{ry2} \cdot 0,573 + 540,53 \cdot (0,573 + 0,255) = 0$$

$$F_{ry2} = \frac{-575,06 \cdot (0,097 + 0,158) + 168,5 \cdot 0,158 + 540,53 \cdot (0,573 + 0,255)}{0,573}$$

$$F_{ry2} = 571,62 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza restante se realiza un sumatorio de fuerzas respecto al eje Y:

$$\sum F_Y = 0 \quad (\text{Ec. 7.42})$$

$$575,06 - 168,5 - 571,62 - F_{ry1} + 540,53 = 0$$

$$F_{ry1} = 375,52 \text{ N}$$

Una vez calculadas las fuerzas pertenecientes al plano XY, se puede realizar el diagrama de esfuerzo cortante, así como el diagrama de momentos flectores en el eje Z. En primer lugar, el diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores son los siguientes:

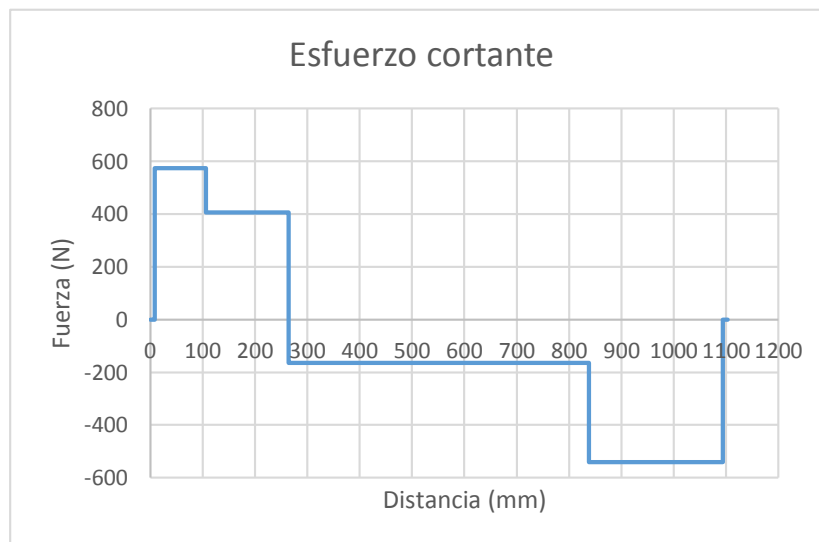


Figura 7.26. Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XY con carga máxima.

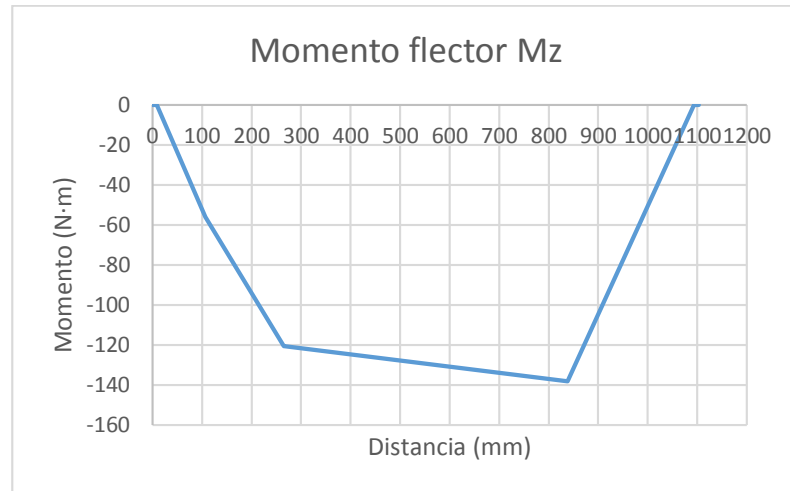


Figura 7.27. Diagrama de momentos flectores en el eje Z con carga máxima.

Se repite el mismo procedimiento, pero con el eje visto desde el plano XZ, es decir, desde la vista superior del kart. En este caso, las fuerzas de reacción del neumático debidas al peso son perpendiculares al plano, y, por lo tanto, no se tienen en cuenta. Sin embargo, aparece la fuerza de la corona descompuesta anteriormente perteneciente a este plano, y también se tienen en cuenta las fuerzas de reacción de los rodamientos en el eje Z. Además, en este plano es necesario considerar la fuerza que realiza el motor, y la cual se transmite a las ruedas mediante el eje. Como el eje está conectado a las 2 ruedas traseras, la fuerza del motor se dividirá entre ambas. Dicha fuerza se puede calcular como:

$$F_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{Par_{Corona}}{R_{rueda}} \quad (\text{Ec. 7.43})$$

$$F_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{116,76 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,1365 \text{ m}} = 427,69 \text{ N}$$

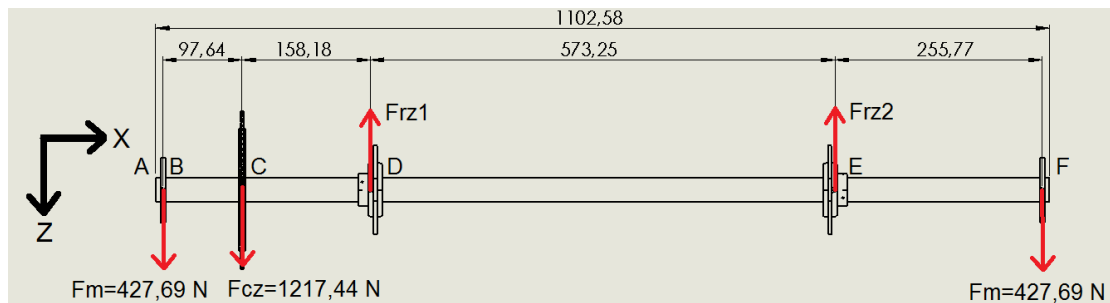


Figura 7.28. Fuerzas en el plano XZ con carga máxima.

Empleando la ecuación 7.41:

$$427,69 \cdot (0,097 + 0,158) + 1217,44 \cdot 0,158 + F_{ry2} \cdot 0,573 - 427,69 \cdot (0,573 + 0,255) = 0$$

$$F_{rz2} = \frac{-427,69 \cdot (0,097 + 0,158) - 1217,44 \cdot 0,158 + 427,69 \cdot (0,573 + 0,255)}{0,573}$$

$$F_{rz2} = 91,71 \text{ N}$$

Para encontrar la fuerza restante, se realiza un sumatorio de fuerzas respecto al eje Z:

$$\sum F_Z = 0 \quad (\text{Ec. 7.44})$$

$$427,69 + 1217,44 - F_{rz1} - 91,71 + 427,69 = 0$$

$$F_{rz1} = 1981,1 \text{ N}$$

De nuevo, se realizan los diagramas de esfuerzo cortante y del momento flector, en este caso el momento respecto al eje Y.

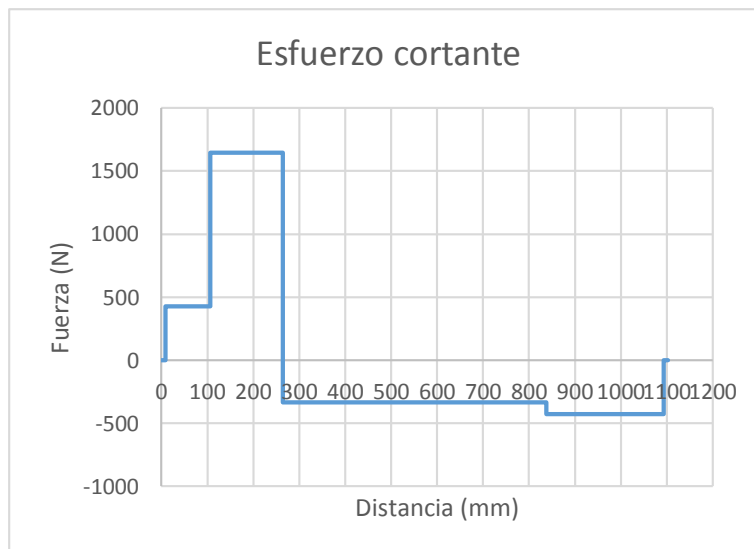


Figura 7.29. Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ con carga máxima.

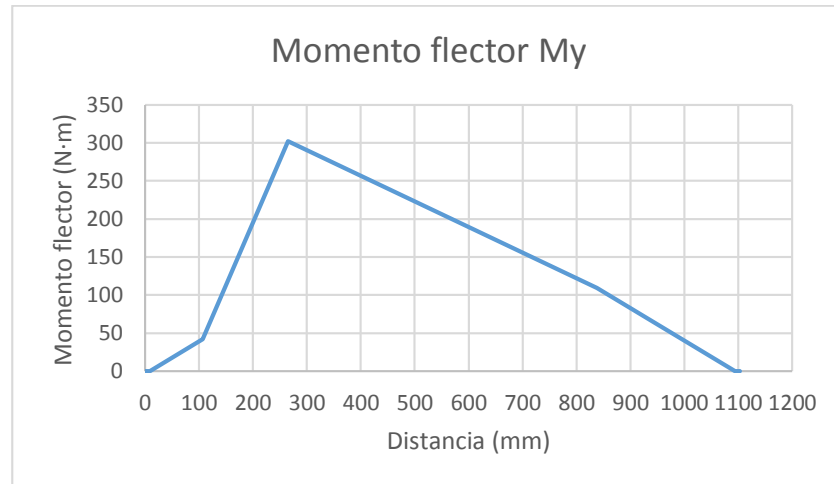


Figura 7.30. Diagrama de momentos flectores en el eje Y con carga máxima.

Finalmente, el par que se transmite a la corona sirve para compensar el par resistente que se genera en las ruedas, el cual tiene un valor igual a la mitad del par total en la corona. Por lo tanto, el valor del par resistente en cada rueda es de 58.38 N·m, mientras que el par en la corona es de 116.76 N·m, de modo que:

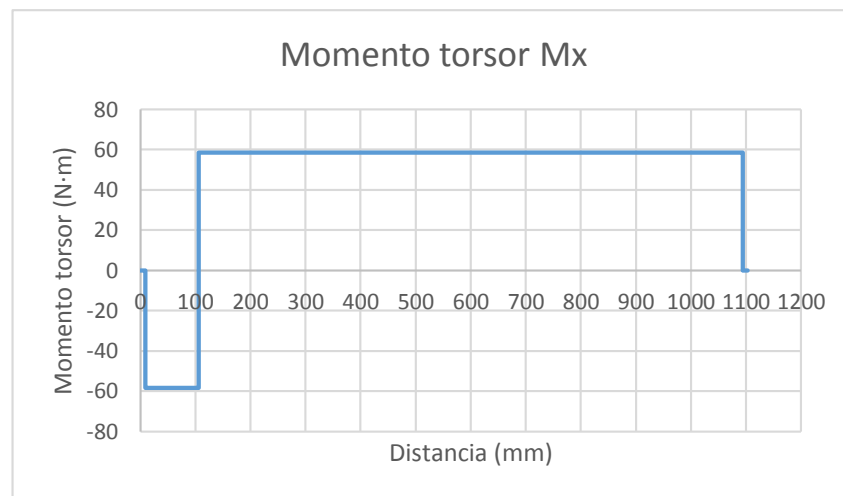


Figura 7.31. Diagrama del momento torsor a lo largo del eje X con carga máxima.

Al analizar los diagramas, hay 2 secciones que son candidatas a ser las más solicitadas, las cuales son la C y D. Para ello, se calcula el valor del momento equivalente para ambas:

$$M_C = \sqrt{M_{Cz}^2 + M_{Cy}^2} \quad (\text{Ec. 7.45})$$

$$M_C = \sqrt{(-120,45)^2 + 301,98^2} = 325,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_D = \sqrt{Md_z + Md_y} \quad (\text{Ec. 7.46})$$

$$M_D = \sqrt{(-138,25)^2 + 109,39^2} = 176,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto, la sección con mayor sollicitación es la C. Para calcular la tensión del punto con mayor sollicitación, es necesario conocer las dimensiones de la sección. Se empezarán a realizar los cálculos con un diámetro de 20mm y un espesor de 1.5mm, lo que equivale a un diámetro interior de 17mm. Por lo tanto:

$$\sigma_c = \frac{M_C \cdot \frac{D_e}{2}}{I} = \frac{M_C \cdot \frac{D_e}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot D_e^4 - \frac{\pi}{64} \cdot D_i^4} \quad (\text{Ec. 7.47})$$

$$\sigma_c = \frac{325,12 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \frac{0,02 \text{ m}}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot (0,02 \text{ m})^4 - \frac{\pi}{64} \cdot (0,017 \text{ m})^4} = 866,04 \text{ MPa}$$

La tensión máxima debida al momento torsor tiene el siguiente valor:

$$\tau_c = \frac{M_x \cdot \frac{D_e}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot D_e^4 - \frac{\pi}{32} \cdot D_i^4} \quad (\text{Ec. 7.48})$$

$$\tau_c = \frac{58,38 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \frac{0,02 \text{ m}}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot (0,02 \text{ m})^4 - \frac{\pi}{32} \cdot (0,017 \text{ m})^4} = 77,75 \text{ MPa}$$

7.3.2. Eje con carga mínima

La tensión con el par máximo ya se ha calculado, y se considera que el eje varía desde el par más alto hasta el par más bajo, ya que el kart acelera y frena constantemente, y, por lo tanto, el ciclo de carga del eje es variable. Para ello, se escoge el valor más bajo del par, mostrado en el gráfico del motor (Figura 7.4), el cual tiene un valor de 6.8 N·m para un valor de 15750 RPM. Así pues, el par en la corona se calcula mediante la expresión 7.33:

$$Par_{Corona} = \frac{76 \cdot 6.8 \text{ N} \cdot \text{m}}{11} = 46,98 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para conocer la fuerza generada en el extremo de la corona se emplea la ecuación 7.35:

$$F = \frac{Par_{Corona}}{R_{primitivo \text{ corona}}} = \frac{46,98 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,095 \text{ m}} = 494,53 \text{ N}$$

Descomponiendo dicha fuerza en los ejes establecidos mediante las ecuaciones 7.36 y 7.37:

$$F_{cz} = F_{cadena} \cdot \cos(7,88) = 494,53 \text{ N} \cdot \cos(7,88) = 489,86 \text{ N}$$

$$F_{cy} = F_{cadena} \cdot \sin(7,88) = 494,53 \text{ N} \cdot \sin(7,88) = 67,8 \text{ N}$$

A 15750 RPM, la aceleración del kart es de 0.49 m/s² (Tabla 7.6). Por lo tanto, se ha de tener en cuenta la transferencia de masa al eje trasero. Empleando la ecuación 5.12, se obtiene que:

$$Acg = \frac{Ac}{g} = \frac{0,49 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,05$$

La aceleración es 0.05 veces la aceleración de la gravedad. La cantidad de masa que se desplaza se calcula con la expresión 7.38:

$$\Delta W = \frac{193,5 \text{ kg} \cdot 0,05 \cdot 0,308 \text{ m}}{1,133 \text{ m}} = 2,63 \text{ kg}$$

Es decir, hay una transferencia de masa de 2.63 kg desde las ruedas delanteras a las traseras, lo que equivale a un descenso de 1.32 kg en cada rueda delantera, y un aumento del mismo valor para cada rueda trasera.

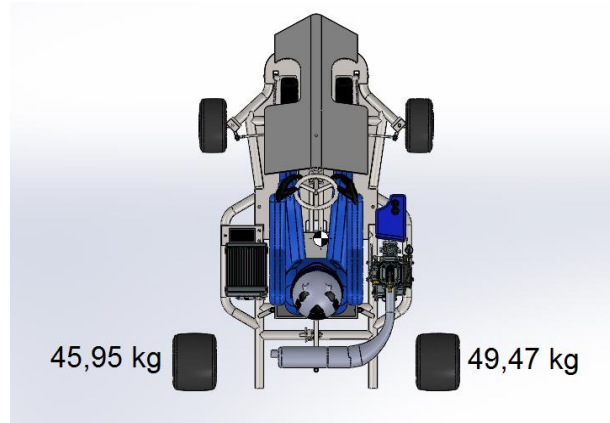


Figura 7.32. Distribución de masas en las ruedas traseras en una situación de carga mínima.

Las reacciones debido a la masa total en cada rueda trasera se obtienen aplicando las ecuaciones 7.39 y 7.40:

$$R_{ti} = 45,95 \text{ kg} \cdot 9,81 = 450,77 \text{ N}$$

$$R_{td} = 49,47 \text{ kg} \cdot 9,81 = 485,3 \text{ N}$$

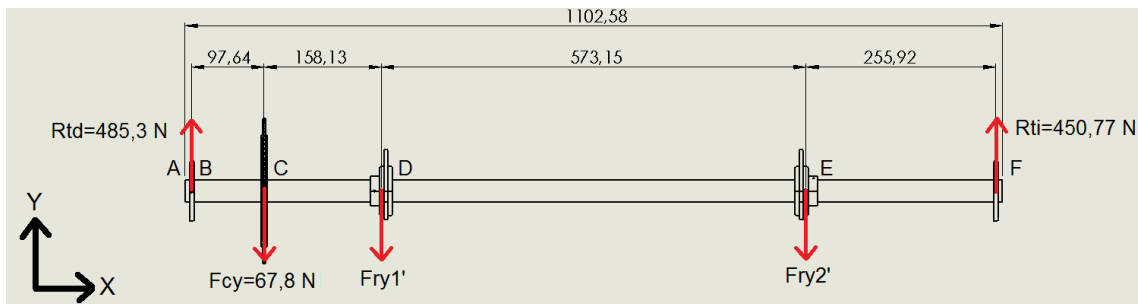


Figura 7.33. Fuerzas en el plano XY con carga mínima.

De nuevo, se emplea la expresión 7.41:

$$-485,3 \cdot (0,097 + 0,158) + 67,8 \cdot 0,158 - F_{ry2}' \cdot 0,573 + 450,77 \cdot (0,573 + 0,255) = 0$$

$$F_{ry2}' = \frac{-485,3 \cdot (0,097 + 0,158) + 67,8 \cdot 0,158 + 450,77 \cdot (0,573 + 0,255)}{0,573}$$

$$F_{ry2}' = 454,03 \text{ N}$$

Para encontrar la fuerza restante, se recurre a la ecuación 7.42:

$$485,3 - 67,8 - 454,03 - F_{ry1}' + 450,77 = 0$$

$$F_{ry1}' = 414,24 \text{ N}$$

Una vez calculadas las fuerzas pertenecientes al plano XY, se pueden realizar los distintos diagramas de fuerzas. Los diagramas de esfuerzo cortante y del momento flector en el eje X son los siguientes:

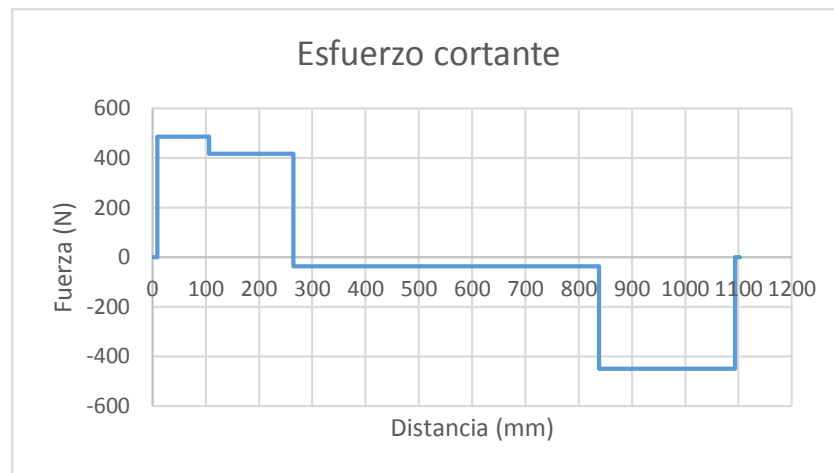


Figura 7.34. Gráfico de esfuerzos cortantes en el plano XY con carga mínima.

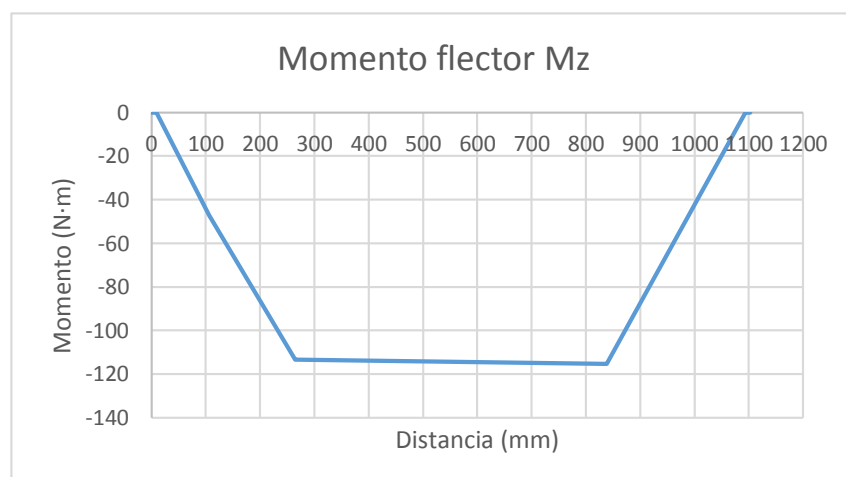


Figura 7.35. Gráfico del momento flector a lo largo del eje Z con carga mínima.

En el plano XZ, como sucedía anteriormente, aparece la fuerza que el motor transmite a las ruedas, la cual se puede obtener mediante la expresión 7.43:

$$F_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{Par_{Corona}}{R_{rueda}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{46,98 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,1365 \text{ m}} = 172,08 \text{ N}$$

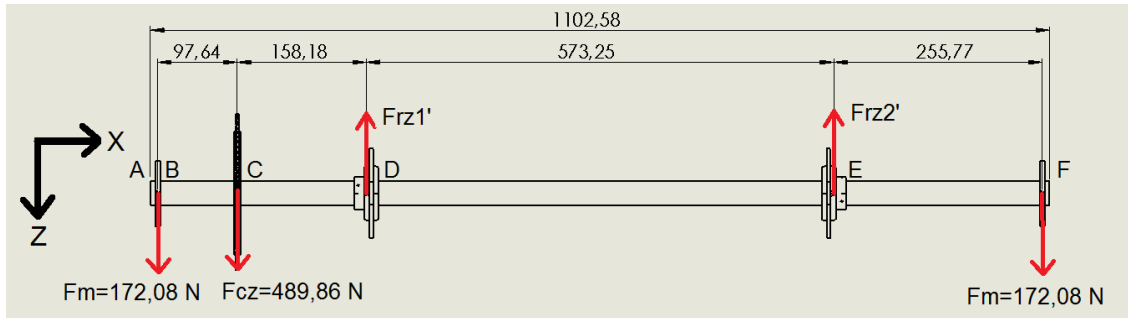


Figura 7.36. Fuerzas en el plano XZ con carga mínima.

Para calcular la fuerza del segundo rodamiento, se emplea la ecuación 7.41:

$$172,08 \cdot (0,097 + 0,158) + 489,86 \cdot 0,158 + F_{ry2} \cdot 0,573 - 172,08 \cdot (0,573 + 0,255) = 0$$

$$F_{rz2}' = \frac{-172,08 \cdot (0,097 + 0,158) - 489,86 \cdot 0,158 + 172,08 \cdot (0,573 + 0,255)}{0,573}$$

$$F_{rz2}' = 36,9 \text{ N}$$

Para encontrar la fuerza restante, se utiliza la expresión 7.44:

$$172,08 + 489,86 - F_{rz1}' - 36,9 + 172,08 = 0$$

$$F_{rz1}' = 797,12 \text{ N}$$

De nuevo, se realizan los diagramas de esfuerzo cortante y del momento flector, en este caso el momento respecto al eje Y.

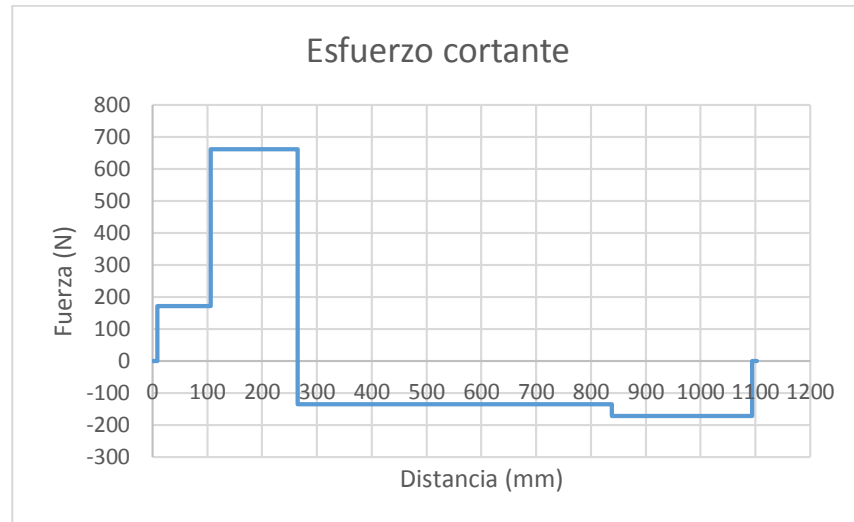


Figura 7.37. Diagrama de esfuerzos cortantes en el plano XZ con carga mínima.

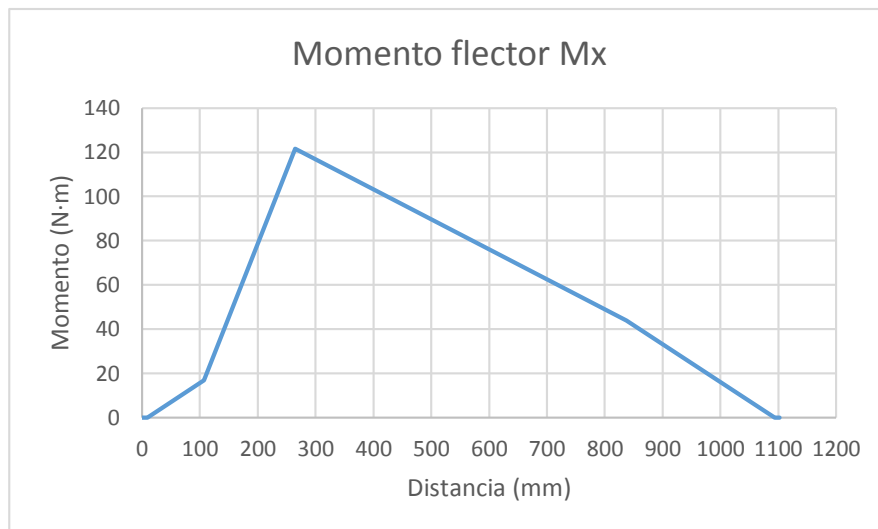


Figura 7.38. Diagrama de momentos a lo largo del eje X con carga mínima.

El momento torsor, como sucedía anteriormente, sirve para compensar el par resistente que se produce en ambas ruedas, de modo que se obtiene el siguiente diagrama:

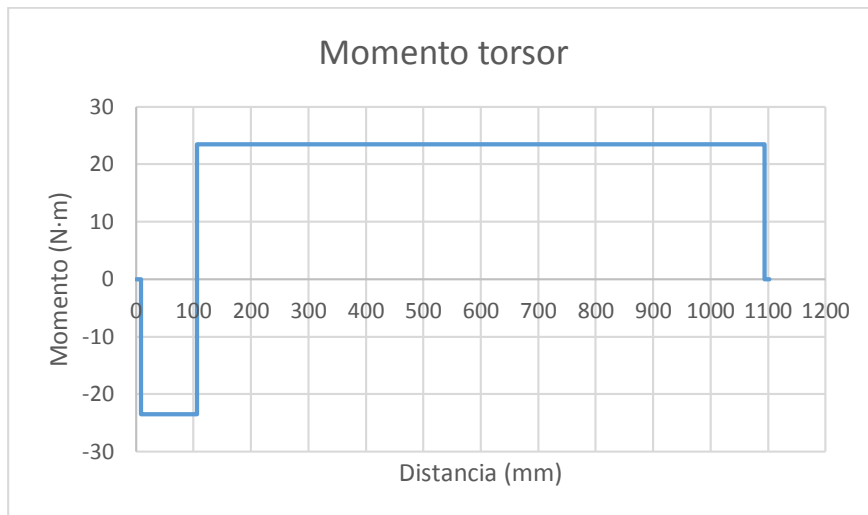


Figura 7.39. Diagrama del momento torsor con carga mínima.

En este caso, si se observan los dos diagramas de momentos flectores, la sección crítica es la C. Por lo tanto, el momento total se puede obtener empleando la ecuación 7.45:

$$M_C = \sqrt{M_{C_z} + M_{C_y}} = \sqrt{(-115,29)^2 + 121,5^2} = 167,49 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De nuevo, se realizan los cálculos con un diámetro de 20mm y un espesor de 1.5mm. Así pues, aplicando las expresiones 7.47 y 7.48:

$$\sigma_c = \frac{167,49 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \frac{0,02 \text{ m}}{2}}{\frac{\pi}{64} \cdot (0,02 \text{ m})^4 - \frac{\pi}{64} \cdot (0,017 \text{ m})^4} = 442,76 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{23,49 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \frac{0,02 \text{ m}}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot (0,02 \text{ m})^4 - \frac{\pi}{32} \cdot (0,017 \text{ m})^4} = 31,28 \text{ MPa}$$

7.3.3. Ciclo de carga

Una vez que se han calculado los valores de carga máxima y mínima del eje, el siguiente paso es establecer el ciclo de carga del eje. Para ello, se considera que la carga máxima y mínima siguen una forma constante como la que se muestra a continuación:

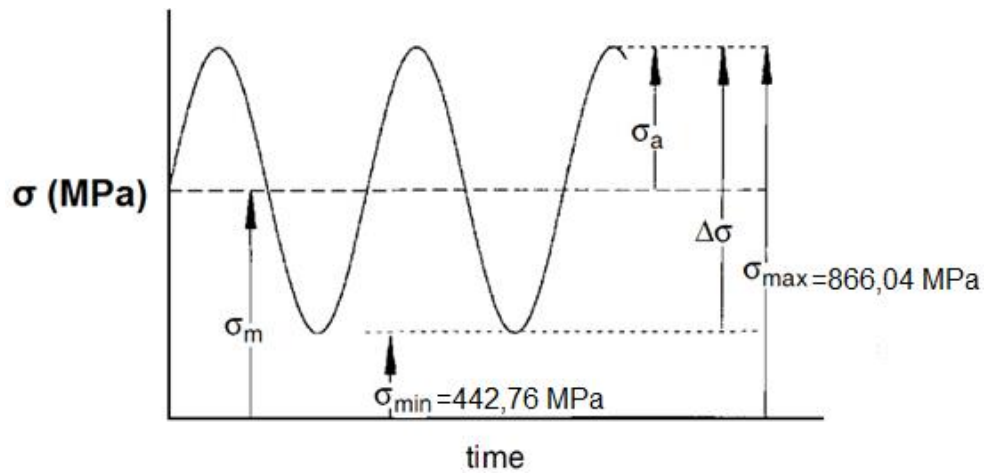


Figura 7.40. Ciclo de carga debido a los momentos flectores (53).

Así pues, el valor medio se calcula del siguiente modo:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} \quad (\text{Ec. 7.49})$$

$$\sigma_m = \frac{442,76 \text{ MPa} + 866,04 \text{ MPa}}{2} = 654,4 \text{ MPa}$$

La amplitud tiene un valor de:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (\text{Ec. 7.50})$$

$$\sigma_a = \frac{866,04 \text{ MPa} - 442,76 \text{ MPa}}{2} = 211,64 \text{ MPa}$$

El ciclo de carga del momento torsor tiene la misma forma, de modo que:

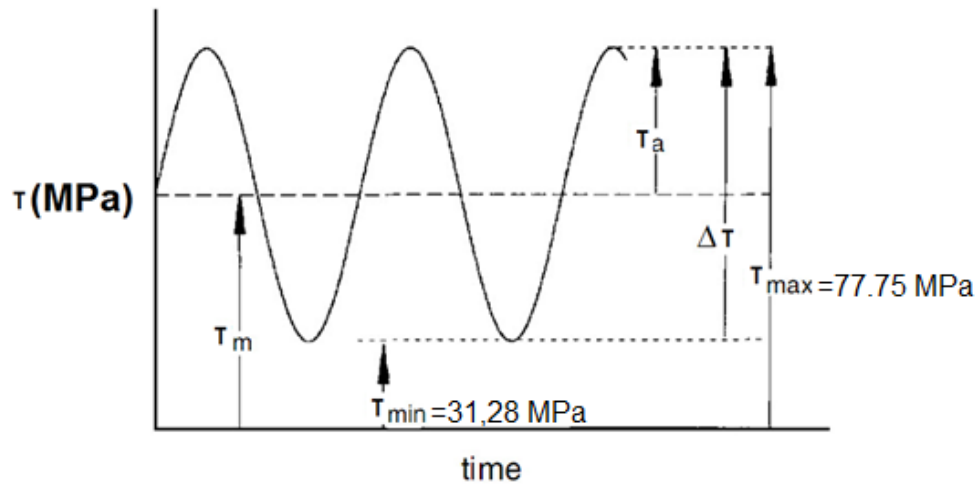


Figura 7.41. Ciclo de carga debido al momento torsor (53).

El valor medio del momento torsor es de:

$$\tau_m = \frac{\tau_{min} + \tau_{max}}{2} \quad (\text{Ec. 7.51})$$

$$\tau_m = \frac{31,28 \text{ MPa} + 77,75 \text{ MPa}}{2} = 54,52 \text{ MPa}$$

La amplitud tiene un valor de:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (\text{Ec. 7.52})$$

$$\tau_a = \frac{77,75 \text{ MPa} - 31,28 \text{ MPa}}{2} = 23,23 \text{ MPa}$$

Para calcular el valor equivalente de la tensión media, primero se emplea el teorema de Mohr:

$$\sigma_{1m}, \sigma_{2m} = \frac{\sigma_m}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2 + \tau_m^2} \quad (\text{Ec. 7.53})$$

$$\sigma_{1m}, \sigma_{2m} = \frac{654,4 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{654,4 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (54,52 \text{ MPa})^2} = 327,2 \pm 331,71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1m} = 658,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2m} = -4,51 \text{ MPa}$$

Finalmente, se aplica la fórmula de Von Mises para obtener el valor de la tensión media equivalente:

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 + \sigma_{2m}^2 - \sigma_{1m} \cdot \sigma_{2m}} \quad (\text{Ec. 7.54})$$

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{(658,91 \text{ MPa})^2 + (-4,51 \text{ MPa})^2 - (658,91 \text{ MPa}) \cdot (-4,51 \text{ MPa})} = 661,18 \text{ MPa}$$

Se repite el mismo procedimiento para calcular la tensión equivalente de amplitud:

$$\sigma_{1a}, \sigma_{2a} = \frac{\sigma_a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{2}\right)^2 + \tau_a^2} \quad (\text{Ec. 7.55})$$

$$\sigma_{1a}, \sigma_{2a} = \frac{211,64 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{211,64 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (23,23 \text{ MPa})^2} = 105,82 \pm 108,34 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1a} = 214,16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2a} = -2,52 \text{ MPa}$$

Finalmente, se utiliza la expresión de Von Mises para obtener el valor de la tensión de amplitud equivalente:

$$\sigma_{eq}^a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 + \sigma_{2a}^2 - \sigma_{1a} \cdot \sigma_{2a}} \quad (\text{Ec. 7.56})$$

$$\sigma_{eq}^a = \sqrt{(214,16 \text{ MPa})^2 + (-2,52 \text{ MPa})^2 - (214,16 \text{ MPa}) \cdot (-2,52 \text{ MPa})} = 215,43 \text{ MPa}$$

La tensión límite de la pieza se calcula como:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_f' \quad (\text{Ec. 7.57})$$

Siendo:

- k_a = factor de acabado superficial. El fabricante del acero S355 indica que tiene un acabado de estirado en frío. Además, en la Tabla 4.3, se observa que el límite de rotura (σ_R) es de 470 MPa. Así pues, al consultar la Figura 7.42, k_a tiene un valor de 0.8.

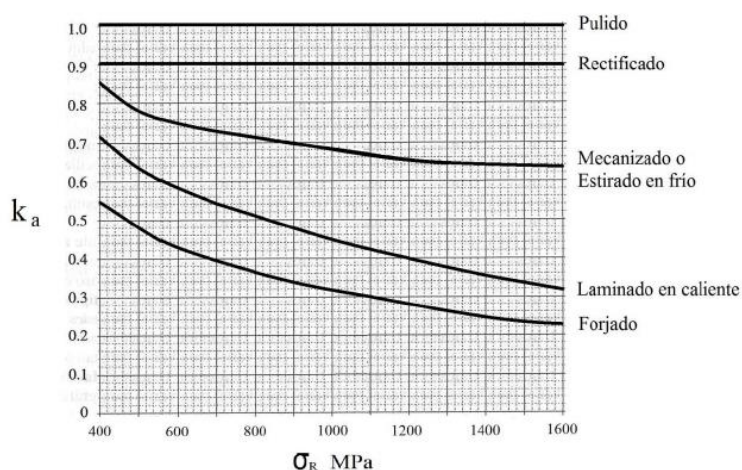


Figura 7.42. Valor de k_a en función de σ_R y del acabado superficial (54).

- k_b = factor de tamaño. El valor de k_b depende del diámetro de la sección. Al consultar la siguiente tabla, para un diámetro de 20mm, k_b tiene un valor de 0.9.

\varnothing [mm]	10	15	20	25	30	35	40	45	50
k_b	1	0,93	0,90	0,87	0,85	0,84	0,83	0,82	0,80

Figura 7.43. Valor de k_b en función del diámetro (54).

- k_c = factor de tipo de esfuerzo. En este caso, el esfuerzo predominante es el de flexión. Así pues, la siguiente lista de valores indica que k_c tiene un valor de 1.

$$k_c = \begin{cases} 0,923 & \text{Carga axial, } \sigma_R \leq 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Carga axial, } \sigma_R > 1520 \text{ MPa} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0,577 & \text{Torsión y cortante} \end{cases}$$

Figura 7.44. Valor de k_c en función del esfuerzo predominante (54).

- K_d = factor de temperatura. Como la temperatura de trabajo corresponde a la temperatura ambiente, tiene un valor de 1.
- K_e = factor de confiabilidad. Se establece un valor de 1.

Finalmente, la última incógnita se calcula mediante la tensión de rotura:

$$\sigma_f' = 0,5 \cdot \sigma_R \quad (\text{Ec. 7.58})$$

$$\sigma_f' = 0,5 \cdot 470 \text{ MPa} = 235 \text{ MPa}$$

Una vez que ya se conocen los valores, la tensión límite de la pieza se puede calcular mediante la expresión 7.57:

$$\sigma_f = 0,8 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 235 \text{ MPa} = 169,2 \text{ MPa}$$

7.3.4. Diagrama de Soderberg

Finalmente, para comprobar si el eje se encuentra en la zona segura, y, por lo tanto, tiene vida infinita, se emplea el diagrama de Soderberg, el cual consta de dos zonas (Figura 7.45). El área interior del triángulo se considera la zona segura. Si el eje se encuentra en dicha zona, no se producirá fallo por fatiga. Sin embargo, si el eje se encuentra en el exterior del triángulo, se encuentra en la zona no segura, y, en consecuencia, tendrá un fallo a fatiga a partir de un determinado número de ciclos.

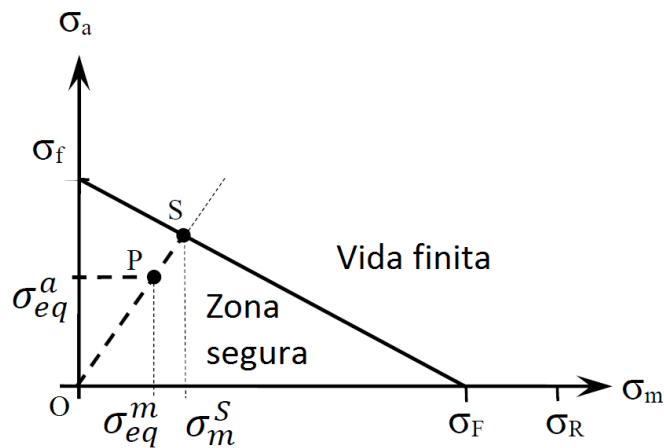


Figura 7.45. Diagrama de Soderberg (54).

Para comprobar si el eje se encuentra en la zona segura, se emplea la siguiente expresión, la cual corresponde al factor de seguridad (FS).

$$FS = \frac{\overline{OS}}{\overline{OP}} = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{eq}^m} \quad (\text{Ec. 7.59})$$

Si el factor de seguridad es superior a 1, el segmento OP tiene una longitud inferior al segmento OS, y, por lo tanto, el punto P se encuentra en la zona segura. Sin embargo, si el segmento OP es mayor al segmento OS, el punto P se encuentra en la zona de vida finita. Así pues, el objetivo es obtener un factor de seguridad superior a 1, y si es posible, dejar un cierto margen para asegurar que el eje no fallará a fatiga. En primer lugar, se calcula el término superior de la expresión 7.59:

$$\sigma_m^s = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a}{\sigma_{eq}^m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} \quad (\text{Ec. 7.60})$$

$$\sigma_m^s = \frac{169,2 \text{ MPa}}{\frac{215,43 \text{ MPa}}{661,18 \text{ MPa}} + \frac{169,2 \text{ MPa}}{355 \text{ MPa}}} = 210,85 \text{ MPa}$$

Finalmente, para calcular el factor de seguridad, se recurre a la ecuación 7.59:

$$FS = \frac{210,85 \text{ MPa}}{661,18 \text{ MPa}} = 0,32$$

Es decir, con un eje de 20mm de diámetro exterior y 17mm de diámetro interior, se obtiene un factor de 0.32, lo cual indica que tendrá vida finita. Por lo tanto, se ha de realizar de nuevo el procedimiento visto anteriormente para una sección mayor. A continuación, se muestra una tabla con diferentes valores de diámetros exteriores (De) y diámetros interiores (Di), y los diferentes resultados obtenidos.

Tabla 7.8. Factores de seguridad obtenidos para las distintas secciones empleadas.

De (mm)	Di (mm)	σ_m (MPa)	τ_f (MPa)	σ_a (MPa)	τ_a (MPa)	σ_{eq}^m (MPa)	σ_{eq}^a (MPa)	σ_f (MPa)	σ_m^s (MPa)	FS
20	17	654,40	54,52	211,64	23,23	661,18	215,43	169,20	210,86	0,32
20	16	529,81	44,14	171,34	18,81	535,30	174,41	169,20	210,86	0,39
25	22	400,08	33,33	129,39	14,20	404,22	131,71	163,56	207,94	0,51
25	21	318,95	26,57	103,15	11,32	322,25	105,00	163,56	207,94	0,65
25	20	271,26	22,60	87,73	9,63	274,07	89,30	163,56	207,94	0,76
25	19	240,33	20,02	77,73	8,53	242,82	79,12	163,56	207,94	0,86

30	27	269,50	22,45	87,16	9,57	272,29	88,72	159,80	205,94	0,76
30	26	212,65	17,72	68,77	7,55	214,86	70,01	159,80	205,94	0,96
30	25	179,01	14,91	57,89	6,36	180,86	58,93	159,80	205,94	1,14
30	24	156,98	13,08	50,77	5,57	158,61	51,68	159,80	205,94	1,30
30	22	130,39	10,86	42,17	4,63	131,74	42,92	159,80	205,94	1,56

Se opta por elegir un diámetro de 30mm con un espesor de 4mm, ya que ofrece un factor de seguridad de 1.56. Se podría seguir aumentando el tamaño del eje para obtener un factor de seguridad mayor, aunque se considera que con un factor de 1.56 es suficiente. Por lo tanto, los rodamientos necesarios corresponden al modelo RATRY30-XL del fabricante INA, del cual se adjunta una ficha técnica en el Anexo M. Como se ha comentado, el soporte triangular del rodamiento se adapta a la estructura, de modo que es adecuado para este caso. Este rodamiento incorpora tornillos de fijación que mantienen el eje unido al rodamiento, haciendo que ambos roten al mismo tiempo e impidiendo el movimiento axial del eje.

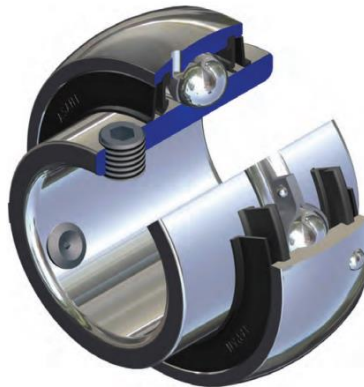


Figura 7.46. Rodamiento con tornillos de fijación (55).

El rodamiento seleccionado tiene una capacidad máxima de giro de 6700 RPM. El instante en el cual el eje adquiere las máximas revoluciones es cuando el motor se encuentra a 15750 RPM. Por lo tanto, el eje tiene una velocidad máxima de giro de:

$$n_{eje} = \frac{n_{motor} \cdot Z_{motor}}{Z_{corona}} \quad (\text{Ec. 7.61})$$

$$n_{eje} = \frac{15750 \cdot 11}{76} = 2280 \text{ RPM}$$

Las revoluciones máximas del eje son de 2280 RPM. Así pues, se encuentra por debajo del límite de revoluciones del rodamiento. Además, las fuerzas máximas que son capaces de soportar los rodamientos son muy superiores a las cargas a las cuales están sometidos. Los rodamientos se unirán al soporte mediante tornillos de métrica M10 y de 25 mm de longitud.

8. Sistema de Frenado

El sistema de frenado en un kart tiene un funcionamiento muy similar al que incorpora un vehículo convencional. Está compuesto por el pedal de freno, la bomba, la pinza, los pistones, las pastillas y el disco. Al presionar el pedal, la fuerza aplicada se transmite al pistón de la bomba, aumentando la presión del líquido de freno. El líquido de freno presiona los pistones que se encuentran en el interior de la pinza, desplazando las pastillas, las cuales, al contactar con el disco, generan una fuerza de fricción. Dicha fuerza ralentiza el giro del eje, y, en consecuencia, la velocidad del kart disminuye.

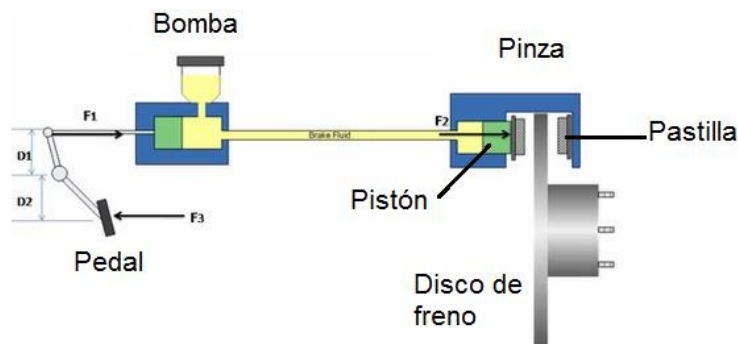


Figura 8.1. Esquema de funcionamiento del sistema de frenado (56).

Se ha seleccionado el sistema de frenado Wilwood, ya que es compacto y con un coste reducido. En primer lugar, se realiza una bieleta similar a las fabricadas en la dirección (Figura 5.10), aunque con una longitud más reducida, para conectar el pedal de freno con la bomba (57). En el pedal, se realiza un orificio roscado de métrica M6, y se une uno de los extremos de la bieleta mediante un tornillo M6 de 40mm de longitud. El otro extremo de la bieleta se unirá al brazo de la bomba, mediante otro tornillo M6, con una longitud de 20mm.

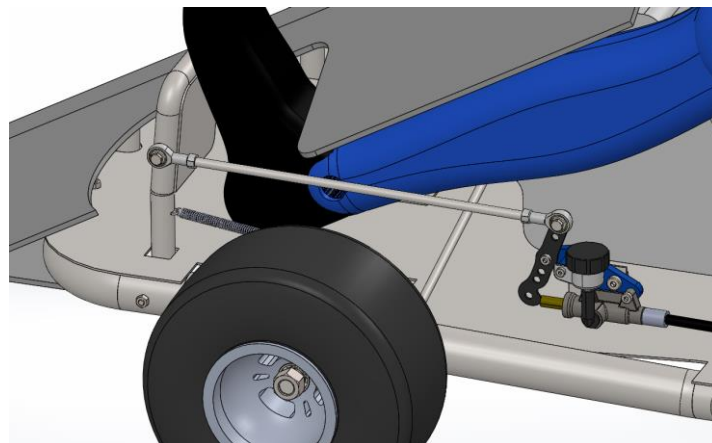


Figura 8.2. Pedal de freno, bieleta y bomba.

Para fijar la bomba de freno, se suelda una chapa de 2mm de espesor en la plancha de acero (Figura 8.3). Seguidamente se realizan 2 orificios roscados de métrica M8, y se emplean 2 tornillos DIN 7984 de 20mm de longitud con cabeza redonda y ranura Allen, ya que no hay suficiente espacio para emplear los tornillos ISO 4017 utilizados hasta el momento. También es necesario realizar otro orificio roscado de métrica M6, ya que uno de los tornillos que incorpora la bomba interfiere con la estructura de soporte.

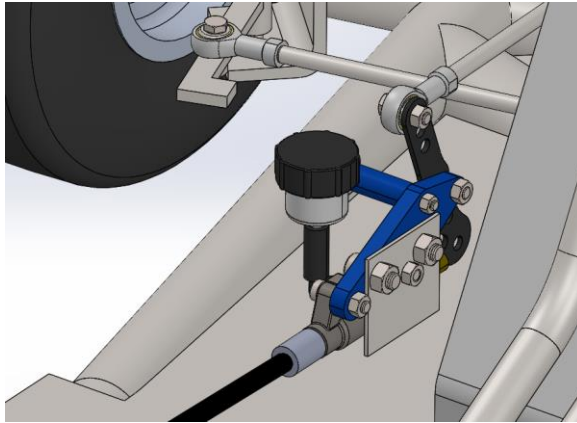


Figura 8.3. Soporte de la bomba.

Para fijar la pinza, se fabrica una estructura de soporte (Figura 8.4), con una parte del tubo rectangular de 6mm de espesor empleado en el soporte del motor. La pinza (58) se une a la estructura con tornillos Allen del tipo DIN 7984 con 80mm de longitud.

Finalmente, el disco se une al eje mediante 2 soportes realizados con la lámina de 2mm de espesor. El disco se fija a los soportes mediante tornillos ISO 4017 M6 de 15mm de longitud.

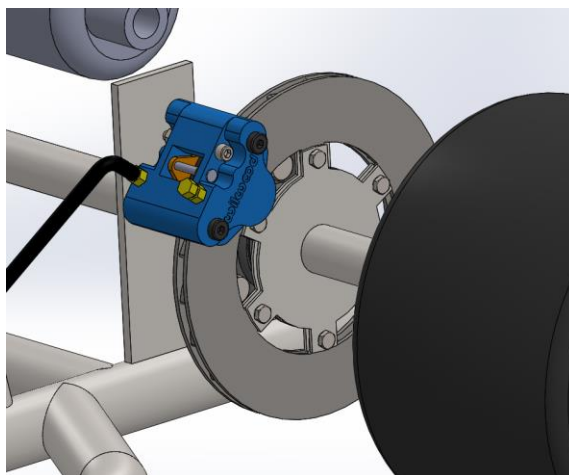


Figura 8.4. Estructura de soporte de la pinza y soportes circulares del disco.

8.1. Cálculo del sistema de frenado

En primer lugar, es necesario calcular de nuevo el peso total del kart, así como la posición del centro de gravedad. Como ya han sido diseñados todos los sistemas, la masa que se muestra a continuación corresponde a la masa final del kart.

Tabla 8.1. Componentes del kart.

Elemento	Masa
Piloto	100 kg
Chasis	24,05 kg
Asiento	13,29 kg
Motor	12 kg
Tornillería	10,13 kg
Plancha	7,2 kg
Componente aerodinámico	5,2 kg
Eje trasero	4 kg
Volante, columna y placas	2,49 kg
Sistema de frenado	2,19 kg
Neumáticos y llantas traseras	2,06 kg (total 4,12 kg)
Soporte batería	1,9 kg
Tubo escape	1,9 kg
Neumáticos y llantas delanteras	1,49 kg (total 2,98 kg)
Soporte motor	1,3 kg
Radiador	1,2 kg

Bieletas y manguetas	1,08 kg
Carburador	1 kg
Bomba de agua	0,86 kg
Depósito de combustible	0,85 kg (depósito lleno 6,97 kg)
Rodamientos eje trasero	0,82 kg
Corona y cadena	0,81 kg
Filtro de aire	0,65 kg
Batería	0,58 kg

La masa total es de 200.59 kg. Una vez que ya se conoce dicho valor, es posible iniciar los cálculos.

La ficha técnica de la bomba de freno se muestra en el Anexo N. Las principales características de la bomba son las siguientes:

Tabla 8.2. Dimensiones de la bomba.

Área pistón (mm²)	116,12
Recorrido máximo pistón (mm)	17,78

La ficha técnica de la pinza de freno se adjunta en el Anexo O, siendo las características más importantes:

Tabla 8.3. Dimensiones de la pinza.

Área pistón (mm²)	509,67
Área pastilla (mm²)	1212,9
Anchura pastilla (mm)	20,66

En primer lugar, como se ha visto en el diseño de los pedales, para accionar el acelerador se ha de realizar una fuerza de 42.93 N. Como norma general, se debe aplicar más fuerza pedal al freno para presionar el líquido de freno. La fuerza máxima que el piloto puede accionar sobre el pedal sin que

resulte incómodo suele ser de 300N. Tras probar distintas configuraciones, la fuerza óptima sobre el pedal es de 243 N. La fuerza que realiza el muelle se puede calcular mediante la ecuación 4.4:

$$F_M = 1,7 \frac{N}{mm} * (211,55 - 180)mm + 6N = 59,64 N$$

Las distintas fuerzas que aparecen en el sistema son las siguientes:

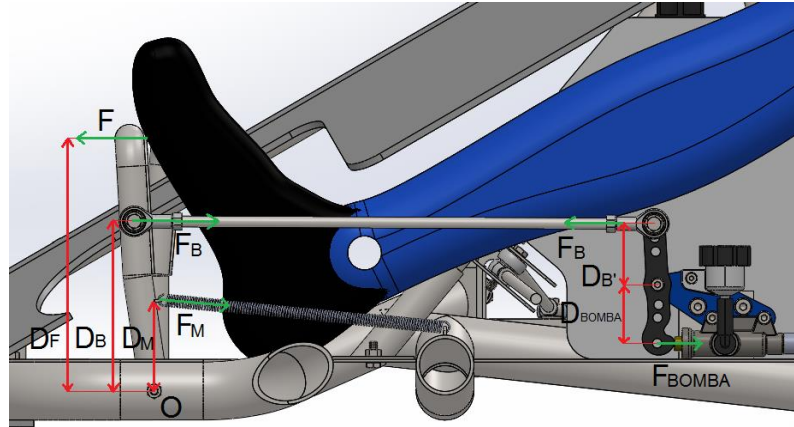


Figura 8.5. Fuerzas del sistema de frenado.

Por lo tanto, se observa que en el pedal aparecen 3 fuerzas. Una de ellas es la que realiza el piloto (F), y de valor 230 N. La siguiente fuerza es la que realiza el muelle (FM), la cual tiene una inclinación de 5.77 grados respecto a la horizontal. La fuerza restante es la que se transmite a la bieleta (FB), y de valor desconocido. Si se realiza un sumatorio de momentos respecto al punto O, se puede calcular la fuerza de la bieleta:

$$\sum M_O = 0 \quad (\text{Ec. 8.1})$$

$$F \cdot D_F - F_B \cdot D_B - F_M \cdot D_M = 0 \quad (\text{Ec. 8.2})$$

$$F_B = \frac{F \cdot D_F - F_M \cdot D_M}{D_B} \quad (\text{Ec. 8.3})$$

$$F_B = \frac{243 N \cdot 185,05 mm - 59,64 N \cdot \cos(5,77) \cdot 66,33 mm}{145 mm} = 282,97 N$$

La fuerza de la bieleta se transmite al brazo de la bomba. Así pues, la fuerza que se aplica a la bomba tiene un valor de:

$$F_{Bomba} = \frac{D_B'}{D_{Bomba}} \cdot F_{bieleta} \quad (\text{Ec. 8.4})$$

$$F_{Bomba} = \frac{44,51 \text{ mm}}{42,92 \text{ mm}} \cdot 282,97 \text{ N} = 293,45 \text{ N}$$

La presión en la bomba es de:

$$P_{Bomba} = \frac{F_{Bomba}}{\text{Área}_{\text{pistón bomba}}} \quad (\text{Ec. 8.5})$$

$$P_{Bomba} = \frac{293,45 \text{ N}}{116,12 \text{ mm}^2} = 2,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dicha presión se transmite a lo largo del sistema hidráulico, por lo que la presión generada en la bomba se mantiene a través del líquido hasta la pinza de freno. La fuerza en uno de los pistones de la pinza se calcula del siguiente modo:

$$F_{\text{pistón}} = P_{Bomba} \cdot \text{Área}_{\text{pistón pinza}} \quad (\text{Ec. 8.6})$$

$$F_{\text{pistón}} = 2,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 509,67 \text{ mm}^2 = 1287,23 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza que recibe la pastilla de freno es de 1287.23 N. A su vez, la pastilla aplica dicha fuerza sobre el disco. Como hay 2 pastillas, la fuerza total que se aplica al disco es de:

$$F_{\text{total}} = F_{\text{pistón}} \cdot 2 \quad (\text{Ec. 8.7})$$

$$F_{\text{total}} = 1287,23 \text{ N} \cdot 2 = 2574,47 \text{ N}$$

El coeficiente de fricción en el disco de freno suele tener un valor de 0.4. Así pues, la fuerza de fricción generada en el disco tiene el siguiente valor:

$$F_{fricción} = F_{total} \cdot \mu \quad (\text{Ec. 8.8})$$

$$F_{fricción} = 2574,47 \text{ N} \cdot 0,4 = 1029,79 \text{ N}$$

Se considera que la fuerza de fricción equivalente tiene lugar en el punto medio del área de la pastilla. Por lo tanto, dicha fuerza se encuentra a una distancia (R_m) del centro del disco. Uno de los extremos de la pastilla se encuentra muy cerca del borde del disco, por lo que se considera que está a un diámetro de 210mm. Como el ancho de la pastilla es de 20.66mm, el radio medio tiene el siguiente valor:

$$R_m = \frac{R_e + R_i}{2} \quad (\text{Ec. 8.9})$$

$$R_m = \frac{\left(\frac{210\text{mm}}{2}\right) + \left(\frac{210\text{mm}}{2} - 20,66\text{mm}\right)}{2} = 94,67 \text{ mm}$$

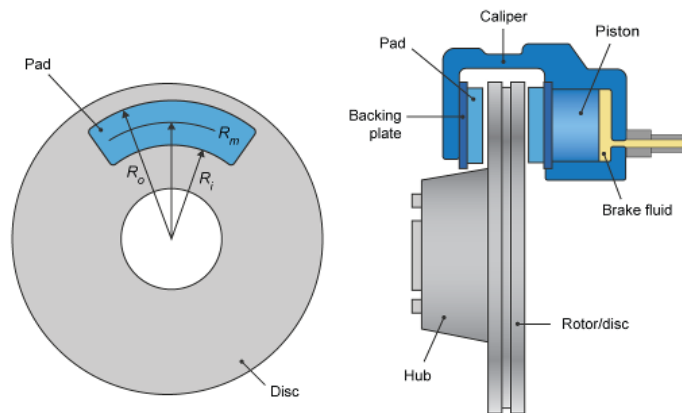


Figura 8.6. Radio medio de la pastilla de freno (59).

Así pues, el par generado en el disco es de:

$$Par_{disco} = F_{fricción} \cdot R_m \quad (\text{Ec. 8.10})$$

$$Par_{disco} = 1029,79 \text{ N} \cdot 0,094 \text{ m} = 96,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De nuevo, se considera que la altura de la rueda corresponde al valor de una carga de 40kg, lo que equivale a un radio de 136.5mm. Así pues, la fuerza de frenado total es de:

$$F_{frenado\ total} = \frac{Par}{RadioRueda} \quad (\text{Ec. 8.11})$$

$$F_{frenado\ total} = \frac{96,8\ N \cdot m}{0,1365\ m} = 709,21\ N$$

La desaceleración del kart es la siguiente:

$$a = \frac{F_{frenado}}{m_{total}} \quad (\text{Ec. 8.12})$$

$$a = \frac{709,21\ N}{200,59\ kg} = 3,54\ m/s^2$$

Esta desaceleración provoca el desplazamiento del centro de masas hacia delante. En consecuencia, es necesario calcular el valor de dicho desplazamiento. En primer lugar, la posición del centro de gravedad de los distintos componentes mostrados en la Tabla 8.1. es la siguiente:

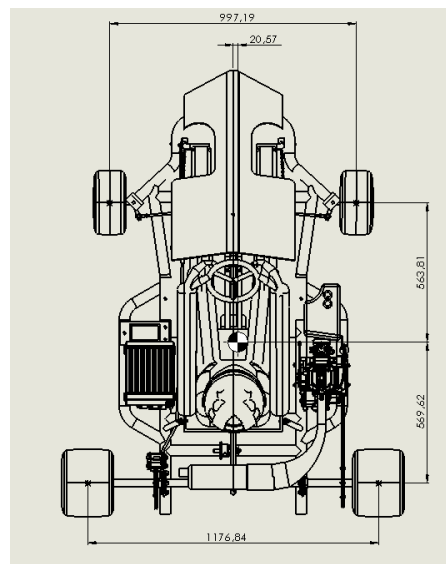


Figura 8.7. Centro de gravedad del kart.

La altura del centro de gravedad es de 298.68mm, y la desviación respecto al eje de simetría es de 20.57mm. De nuevo, es necesario calcular la carga en el eje trasero (N_T) y delantero (N_D). Para ello, se utilizan las expresiones 5.2 y 5.3:

$$N_T \cdot 1133,43 \text{ mm} - 200,59 \text{ kg} \cdot 563,81 \text{ mm} = 0$$

$$N_T = \frac{200,59 \text{ kg} \cdot 563,81 \text{ mm}}{1133,43 \text{ mm}} = 99,78 \text{ kg}$$

$$N_D + 99,78 \text{ kg} - 200,59 \text{ kg} = 0$$

$$N_D = 100,81 \text{ kg}$$

Es necesario conocer la cantidad de carga que soporta la rueda trasera izquierda ($N_{T_{IZQ}}$), y la rueda trasera derecha ($N_{T_{DER}}$). Para ello, se emplean las expresiones 5.4 y 5.5:

$$-N_{T_{IZQ}} \cdot 1176,84 \text{ mm} + 99,78 \text{ kg} \cdot 567,85 \text{ mm} = 0$$

$$N_{T_{IZQ}} = \frac{99,78 \text{ kg} \cdot 567,85 \text{ mm}}{1176,84 \text{ mm}} = 48,14 \text{ kg}$$

$$48,14 \text{ kg} + N_{T_{DER}} - 99,78 \text{ kg} = 0$$

$$N_{T_{DER}} = 51,64 \text{ kg}$$

En el eje delantero, se realiza el mismo procedimiento. Para calcular la masa en la rueda delantera izquierda ($N_{D_{IZQ}}$) y la rueda delantera derecha ($N_{D_{DER}}$), se utilizan las ecuaciones 5.6 y 5.7:

$$-N_{D_{IZQ}} \cdot 997,19 \text{ mm} + 100,81 \text{ kg} \cdot 478,02 \text{ mm} = 0$$

$$N_{DIZQ} = \frac{100,81 \text{ kg} \cdot 478,02 \text{ mm}}{997,19 \text{ mm}} = 48,33 \text{ kg}$$

$$48,32 \text{ kg} + N_{T_{DER}} - 100,81 \text{ kg} = 0$$

$$N_{T_{DER}} = 52,48 \text{ kg}$$

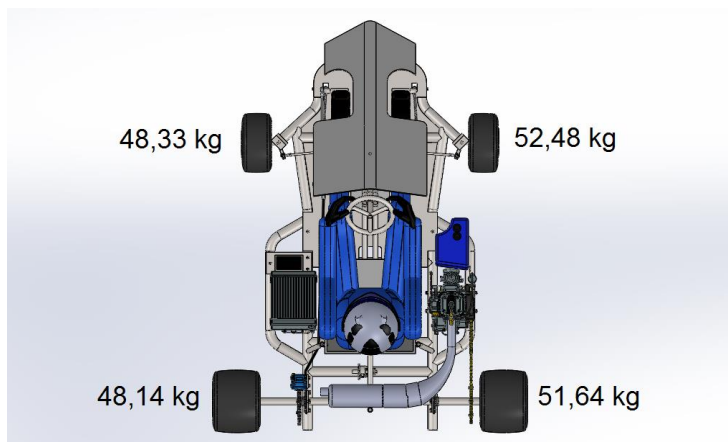


Figura 8.8. Distribución de la masa total en cada rueda en condiciones estáticas.

Para calcular el desplazamiento de masa generado con esta desaceleración, se repite el mismo proceso que en apartados anteriores. En primer lugar, se emplea la ecuación 5.12, con la desaceleración calculada en la expresión 8.12:

$$Acg = \frac{Ac}{g} = \frac{3,54 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,361$$

La transferencia de masa del eje delantero al trasero se calcula mediante la expresión 7.38:

$$\Delta W = \frac{\text{Peso total} * Acg * \text{Altura centro de masas}}{\text{Batalla}}$$

$$\Delta W = \frac{200,59 \text{ kg} * 0,361 * 0,298 \text{ m}}{1,133 \text{ m}} = 19,06 \text{ kg}$$

Por lo tanto, se transfiere una masa de 19.06 kg de las ruedas traseras a las delanteras, es decir, las ruedas traseras pierden 9.53 kg cada una, mientras que las delanteras aumentan su carga 9.53 kg. Realizando las transferencias de masa pertinentes respecto a la Figura 8.8, se obtiene que:

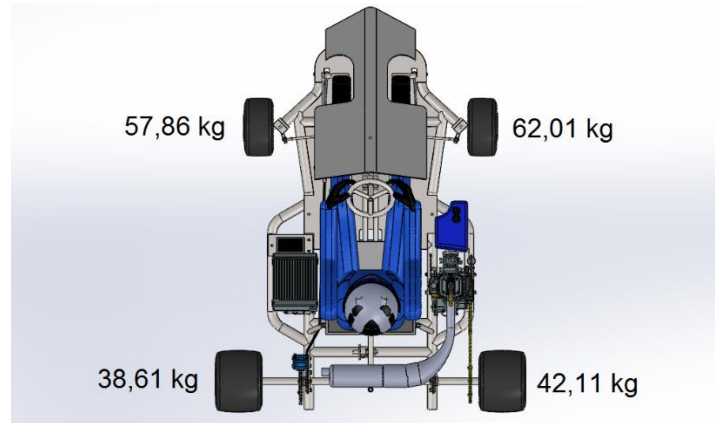


Figura 8.9. Distribución de masas durante la frenada.

La fuerza de frenado máxima disponible se produce justo en el instante anterior al bloqueo de la rueda. En este momento, se produce el deslizamiento del neumático, con lo cual la distancia de frenado aumenta. Así pues, el valor de fuerza en el cual el neumático desliza es de:

$$F_{frenado\ rueda} = \mu \cdot m \cdot g \quad (\text{Ec. 8.13})$$

$$F_{frenado\ rueda\ izquierda} = 0,9 \cdot 38,61\ kg \cdot 9,81\ \frac{m}{s^2} = 340,88\ N$$

$$F_{frenado\ rueda\ derecha} = 0,9 \cdot 42,11\ kg \cdot 9,81\ \frac{m}{s^2} = 371,79\ N$$

La fuerza de frenado de la cual dispone el kart es la suma de la fuerza de ambas ruedas. Por lo tanto:

$$F_{disponible} = F_{frenado\ rueda\ izquierda} + F_{frenado\ rueda\ derecha} \quad (\text{Ec. 8.14})$$

$$F_{disponible} = 340,88\ N + 371,79\ N = 712,68\ N$$

Es decir, la fuerza máxima de frenado de la cual disponen las ruedas es de 712.68 N, mientras que la fuerza de frenado que proporciona el eje es de 709.21 N (ecuación 8.11). Por lo tanto, si se aplica una fuerza en el pedal de 243 N, las ruedas no bloquearán, ya que la capacidad de frenado de las ruedas es ligeramente mayor a la fuerza aplicada por el eje.

Aunque no se haya considerado el signo negativo, la desaceleración es negativa, ya que se opone al movimiento. Sin embargo, en las siguientes fórmulas sí que es necesario considerar el signo. Por ejemplo, si el kart viaja a la velocidad máxima de 111.71 km/h (31.03 m/s), y el piloto desea parar el kart por completo, el tiempo empleado para frenar el kart es el siguiente:

$$V_f = V_0 + a \cdot t \quad (\text{Ec. 8.15})$$

$$t = \frac{V_f - V_0}{a} \quad (\text{Ec. 8.16})$$

$$t = \frac{0 - 31.03 \text{ m/s}}{-3.54 \text{ m/s}^2} = 8.76 \text{ s}$$

La distancia recorrida es la siguiente:

$$X = X_0 + V_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (\text{Ec. 8.17})$$

$$X = 0 + 31.03 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 8.76 \text{ s} + \frac{1}{2} \cdot \left(-3.54 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot (8.76 \text{ s})^2 = 135.99 \text{ m}$$

Es decir, se necesitan 8.76 segundos y 135.99 metros para detener el kart desde la velocidad máxima. Pueden parecer valores excesivos, aunque la velocidad de 111.71 km/h solo se alcanza en un punto del circuito. Además, no es necesario reducir el valor a 0 km/h, ya que la siguiente curva se podrá tomar a una velocidad determinada. Por lo tanto, el cálculo mostrado anteriormente pertenece a un caso extremo.

8.2. Simulación térmica

Para comprobar que el disco no sufrirá sobrecalentamiento, se considera la situación donde el kart frena desde la velocidad máxima hasta detenerse, ya que, si el disco es capaz de evacuar el calor generado en este caso, podrá superar cualquier situación.

En primer lugar, la fuerza de frenado crea un trabajo, el cual se genera por el rozamiento de las pastillas con el disco. Dicho trabajo se puede calcular del siguiente modo:

$$\text{Trabajo} = F_{\text{frenado total}} \cdot \text{distancia} \quad (\text{Ec. 8.18})$$

$$\text{Trabajo} = F_{\text{frenado total}} \cdot \text{distancia} = 709,21 \text{ N} \cdot 135,99 \text{ m} = 96438,03 \text{ J}$$

El valor obtenido se puede transformar a vatios dividiendo entre el tiempo de frenado:

$$\text{Trabajo}(W) = \frac{\text{Trabajo (J)}}{\text{Tiempo}} \quad (\text{Ec. 8.19})$$

$$\text{Trabajo} = \frac{96438,03 \text{ J}}{8,76 \text{ s}} = 11008,9 \text{ W}$$

El flujo de calor generado se sitúa en la zona de la pastilla en contacto con el disco. Como se ha visto en el apartado anterior, el diámetro del disco es de 210mm, mientras que la anchura de la pastilla es de 20.66mm. Así pues, el diámetro exterior es de 210mm, mientras que el diámetro interior es de 168.68mm. El trabajo generado se repartirá en el área de ambos lados del disco.

El material del disco es hierro fundido con alto contenido en carbono. Las características son las siguientes:

Tabla 8.4. Propiedades mecánicas del disco de freno.

Propiedad	Valor
Densidad	7100 kg/m ³
Módulo de Young	125 GPa
Número de Poisson	0,25

Conductividad térmica	52 W/m·K
Calor específico	586 J/kg·°C

La conductividad térmica de este material es bastante elevada, lo cual ayudará a disipar mejor el calor generado hacia el resto del disco.

Además, se ha de tener en cuenta el coeficiente de convección. En este caso, debido a la velocidad del kart, el flujo de aire se considera forzado.

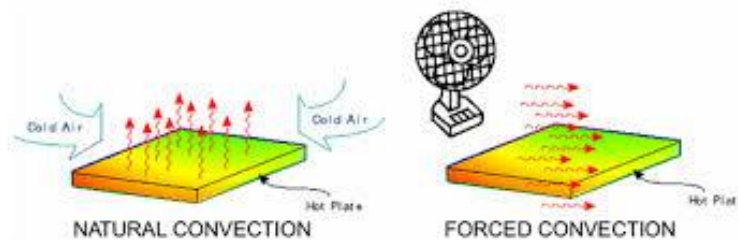


Figura 8.10. Convección natural y forzada (60).

Cuando el flujo de aire es forzado, el coeficiente de convección puede alcanzar valores de hasta 300 W/m²·K, aunque el valor más utilizado suele ser de 230 W/m²·K. Por lo tanto, se empleará dicho valor.

Typical values of the convective heat transfer	
Process	h (W/m ² · K)
Free convection	
Gases	2 - 20
Liquids	50 - 1000
Forced convection	
Gases	25 - 300
Liquids	100 - 40,000
Convection with phase change	
Boiling or condensation	2500 - 100,000

Figura 8.11. Valores típicos del coeficiente de convección (61).

Finalmente, el último factor que afecta a la transferencia de calor es la radiación. Se considera una temperatura ambiente de 25 °C. Una vez que se han establecido los distintos mecanismos de transferencia de calor, se puede realizar la simulación térmica mediante Ansys.

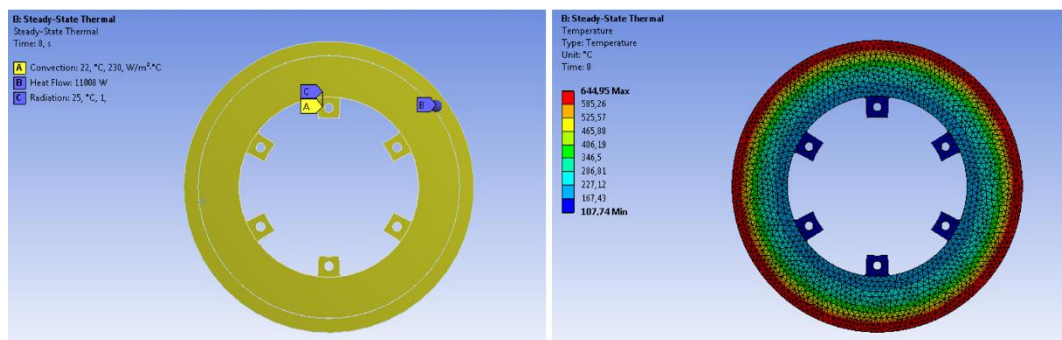


Figura 8.12. Condiciones de contorno y distribución de temperaturas.

La temperatura máxima es de 644.95 grados, mientras que el límite de trabajo del disco es de 800 grados. Por lo tanto, el disco es adecuado, y no es necesario adquirir otro con ranuras de ventilación.

9. Consideraciones finales

Una vez que ya se conoce la masa total del kart y la distribución de masas en cada rueda, se ha de comprobar si el diseño de las manguetas sigue siendo adecuado. Esto se debe a que las manguetas son uno de los elementos más delicados del kart, ya que al tomar una curva soportan una gran carga provocada por la transferencia de masa. En la Figura 5.23, se ha mostrado el reparto de pesos con la masa del kart al realizar el diseño de la mangueta. Al tomar una curva, como se ha observado en la Figura 5.25, la rueda delantera derecha soportaba una carga de 74.75 kg, mientras que el límite del neumático es de 80kg. Sin embargo, esta carga corresponde a una masa de 187.5kg. Ahora se sabe que la masa total del kart es de 200.59kg, y el reparto de pesos en condiciones normales se muestra en la Figura 8.8. Así pues, en un giro a la izquierda, la transferencia de masa en el eje delantero se calcula mediante la ecuación 5.13:

$$\Delta W = \frac{100,81 \text{ kg} \cdot 0,9 \cdot 0,298 \text{ m}}{0,997 \text{ m}} = 27,17 \text{ kg}$$

Por lo tanto, se ha de restar el valor obtenido a la rueda delantera izquierda, y sumarlo a la rueda delantera derecha en los valores de la Figura 8.8. Se obtienen las siguientes cargas:

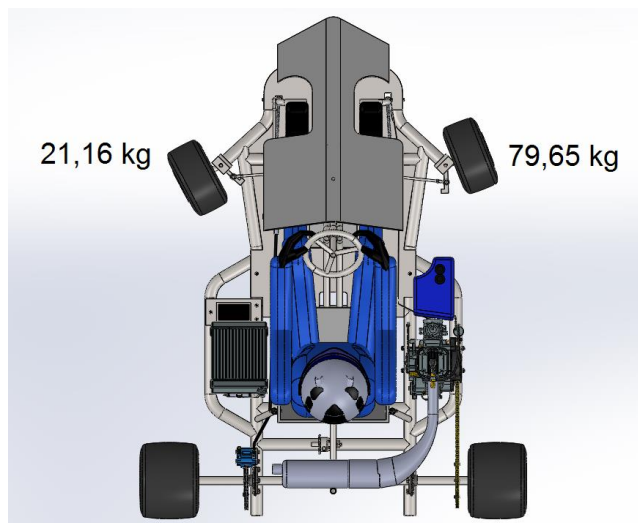


Figura 9.1. Cargas de las ruedas delanteras en un giro a la izquierda.

La masa que soporta el neumático es 79.65kg, mientras que el límite del neumático es de 80kg. Se podría rebajar la carga modificando alguno de los parámetros de la ecuación 5.13, pero no se considera necesario por los siguientes motivos. Normalmente, los fabricantes dejan un cierto margen de seguridad al establecer la carga máxima. Además, el diseño se ha realizado considerando una masa del piloto de 100kg. Por lo tanto, si el piloto tiene una masa menor, la carga de la rueda también se

reducirá. Finalmente, el coeficiente de fricción del neumático es de 0.9, pero a medida que se desgaste, el valor se reducirá. Así pues, la transferencia de masa será menor, y la carga máxima del neumático tendrá un valor inferior.

La fuerza lateral generada con esta masa se calcula mediante la ecuación 5.14:

$$F_{lat\ derecha} = m_{derecha} \cdot \frac{V^2}{R} = 79,65\ kg * \frac{\left(7,28\frac{m}{s}\right)^2}{6\ m} = 703,55\ N$$

Por lo tanto, al tomar una curva, se produce la situación más desfavorable, ya que se transmite a la mangueta una fuerza vertical, correspondiente a la carga del neumático, más una fuerza lateral.

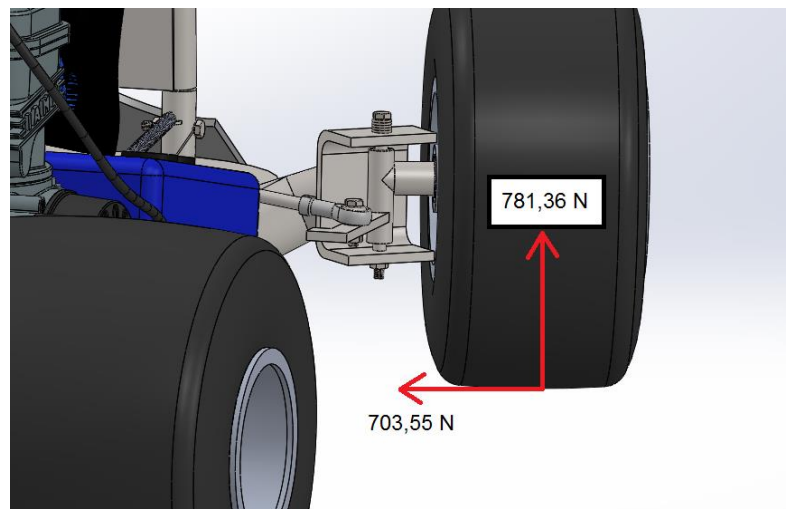


Figura 9.2. Fuerzas en el neumático en un giro a la izquierda.

La mangueta recibe estas fuerzas, y el elemento más delicado son los rodamientos. Las características de los rodamientos se muestran en el Anexo J. El fabricante adjunta la carga dinámica, la cual se considera en el caso que el rodamiento gire constantemente. También se muestra la carga estática, que se ha de considerar cuando el rodamiento sufre esfuerzos mientras se mantiene inmóvil, o con una velocidad de giro inferior a 10 RPM. Como los rodamientos tienen un movimiento muy reducido, pertenecen al caso de carga estática. Se considera que el rodamiento superior de la mangueta soporta la reacción vertical de 781.36 N. Dicha fuerza es la componente axial, mientras que la fuerza lateral de 703.55 N es la carga radial, y se considera que se distribuye en los 2 rodamientos. Para calcular la carga equivalente, se hace uso de la siguiente fórmula, donde X_o tiene un valor de 0.6, Y_o de 0.5, F_r es la fuerza radial y F_a la fuerza axial.

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (\text{Ec. 9.1})$$

$$P_o = 0,6 \cdot 351,77 + 0,5 \cdot 781,36 = 601,74 \text{ N}$$

La carga estática que ofrece el fabricante en el Anexo J es de 350 N. Por lo tanto, el factor de seguridad es de:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{350 \text{ N}}{601,74 \text{ N}} = 0,58 \quad (\text{Ec. 9.2})$$

En la siguiente tabla, se muestran los valores que debe tener el coeficiente de seguridad, dependiendo de las características de trabajo del rodamiento:

Operation Conditions	Factor of Safety s_0
Smooth shock-free operation	≥ 0.5
Ordinary service	≥ 1
Sudden shocks and high requirements for smooth running	≥ 2
Where high standards of accuracy and quietness of ball bearing running is required	≥ 3

Figura 9.3. Valores del factor de seguridad (62).

Para un uso suave y sin golpes, un factor de seguridad de 0.5 es suficiente. En este caso, el factor calculado es de 0.58, por lo que está dentro del rango establecido. Sin embargo, el hecho de tener un factor de seguridad con un valor reducido limitará la vida del rodamiento, haciendo que sufra deformación plástica, y generando ruidos y vibraciones. Los rodamientos de las manguetas suelen ser uno de los componentes que más se reemplazan en un kart. El ruido no supone ningún problema, aunque si se perciben vibraciones o un mal funcionamiento de los rodamientos, será necesario sustituirlos, lo cual resulta sencillo.

Análisis del impacto ambiental

Para la realización de este proyecto, se ha hecho uso de una lámina y tubos de acero S355J2, y de barras de acero S235JR. Para poder fabricar estos componentes, las empresas productoras realizan una explotación sobre un terreno para extraer el material, y el posterior proceso de fabricación, haciendo que el impacto ambiental sea elevado. Además, también se han empleado componentes como el sistema propulsor, tornillos, tuercas, rodamientos y diversas herramientas, los cuales también han necesitado de materias primas, y, en consecuencia, de una explotación previa de recursos.

Además, el motor empleado es de combustión interna. Por lo tanto, genera una contaminación debido a los gases que se producen durante el funcionamiento, y también se origina una contaminación acústica.

Durante el proceso de soldadura, también se generan gases, los cuales son contaminantes. Asimismo, se produce un consumo energético elevado.

Otro de los aspectos a tener en cuenta, es la contaminación provocada al tener que desplazarse mediante un vehículo a recoger los componentes necesarios a las distintas empresas. En el caso de las piezas que se adquieren mediante plataformas online, también se ha de tener presente la contaminación de las empresas de transporte que suministran las piezas adquiridas al comprador.

Finalmente, se debe considerar el reciclaje de los distintos componentes del kart, una vez que lleguen al final de su vida útil. Por lo tanto, el proceso de reciclaje también producirá un impacto ambiental.

Conclusiones

Durante este proyecto, se han diseñado los distintos componentes, y, posteriormente, se ha estudiado el fundamento físico de cada sistema para poder realizar un ensayo correcto. Durante el diseño del chasis, se ha escogido una masa de referencia perteneciente a un modelo existente. Como se ha comentado, dicho modelo tiene una masa de 140 kg. Además, al sumar la masa de 100 kg del piloto, el valor total era de 240 kg. Finalmente, se ha comprobado que la masa del kart, incluyendo al piloto, es de 200.59 kg. Así pues, existe una diferencia de 40 kg, por lo que el chasis se ha diseñado con un cierto margen de seguridad, el cual asegura que, en un impacto a 60 km/h, la estructura del kart no se deformará. Además, también se ha estudiado el proceso de soldadura, y como afecta la variación de los distintos parámetros en las características de la zona soldada. Dicha zona debe tener unas propiedades similares al resto de la estructura, ya que, si tiene una dureza excesiva, puede fracturarse en caso de impacto. Se ha comprobado que, al aportar más calor durante más tiempo, se provoca un enfriamiento más lento. Por lo tanto, se produce una menor formación de martensita, y la dureza disminuye, reduciendo la fragilidad.

A continuación, se ha diseñado el sistema de dirección. En primer lugar, se ha comprobado que el sistema cumple la condición de Ackermann, la cual es importante, ya que, si el centro instantáneo de rotación de las ruedas delanteras coincide, el kart deslizará. También se ha comprobado que el kart es capaz de tomar las curvas con un radio reducido, lo cual tiene una gran importancia, ya que, si el radio mínimo de giro es demasiado elevado, el kart no podría tomar determinadas curvas. Además, se ha observado la importancia de considerar la transferencia de masa, ya que los neumáticos tienen un límite de carga. En caso de que dicho límite se superase, al observar la ecuación 5.13, se podría reducir la altura del centro de masas o aumentar la distancia entre las ruedas. Otro de los aspectos que se podrían variar es la posición de gravedad, de modo que, si se desplaza, la cantidad de masa en los ejes es distinta. Por lo tanto, estos factores resultan muy útiles, ya que permiten variar la carga en cada rueda sin perjudicar las prestaciones del kart en el paso por curva.

Seguidamente, se ha realizado un estudio aerodinámico del kart. Se ha podido comprobar como el piloto es el elemento que ofrece más resistencia aerodinámica, ya que sobresale considerablemente respecto al kart. Por lo tanto, se ha diseñado un elemento aerodinámico, el cual desvía el flujo hacia los laterales y evita que impacte contra el piloto, mejorando la eficiencia del kart.

En el siguiente apartado, se ha calculado la relación de transmisión más adecuada para el circuito de referencia empleado. La relación de transmisión resulta fundamental en las prestaciones del kart. Como se ha comprobado, una relación de transmisión demasiado corta hace que el kart acelere rápidamente, pero pierda velocidad punta, ya que el motor alcanza su límite de funcionamiento demasiado pronto. Esta parte ha resultado muy interesante, ya que permite realizar un estudio sobre

un determinado circuito, y escoger la relación de transmisión más adecuada para maximizar las prestaciones del motor y prolongar su vida útil.

Finalmente, en el diseño del sistema de frenado, se ha visto que el principal factor que limita la capacidad de frenado es la masa en cada rueda. En este caso, el disco de freno se ha situado en el eje trasero, ya que permite una instalación más sencilla. Se ha observado que, al frenar, la desaceleración generada ha provocado el desplazamiento del centro de masas hacia delante, haciendo que las ruedas traseras pierdan carga y sean más propensas al bloqueo. Por lo tanto, si se quiere mejorar la capacidad de frenada del kart, se deberían poner discos de freno en los neumáticos delanteros. Esto resulta útil, ya que la masa que se desplaza hacia delante provoca que las ruedas delanteras tengan una capacidad de frenada mayor. Sin embargo, no se ha considerado necesario, ya que el kart ha sido diseñado para un uso recreativo, y las prestaciones obtenidas son suficientes.

La realización de este proyecto ha resultado muy útil y a la vez muy compleja, ya que se ha diseñado un kart desde la base, y tomando como prioridad la ergonomía del piloto. En el presupuesto, se comprueba como el coste es bastante elevado. La mitad del coste pertenece a la compra del sistema propulsor. Sin embargo, una parte del coste es debida a la adquisición de herramientas. Si se disponen de dichas herramientas, el coste final se reduciría considerablemente. No obstante, diseñar y construir un kart aporta una gran cantidad de conocimientos, por lo que se recomienda su realización.

Presupuesto

Componente	Proveedor	Precio unitario (€/ud)	Cantidad (ud)	Total (€)
Sistema propulsor IAME X30	KPS racing	2480,5	1	2480,5
Cable acelerador 1,2x2000mm	KPS racing	1,33	1	1,33
Juego de neumáticos MOJO D2-XX	KPS racing	190,67	1	171
Juego de llantas delanteras (130mm) y traseras (210mm) 5" aluminio	Karting shop	148,95	1	148,95
Depósito gasolina 9 L	CPR Kart Parts	106,9	1	106,9
Batería 12 V 9 Ah	Monster Scooter Parts	123,87	1	123,87
Tubo sección circular S355J2H 42,4X2,5mm (8 metros)	Marcegaglia	22,08	1	22,08
Tubo sección circular S355J2H 30X4mm (6 metros)	Marcegaglia	17,54	1	17,54
Tubo sección circular S355J2H 25x1,5mm (6 metros)	Marcegaglia	6,63	1	6,63
Tubo sección circular S355J2H 21,3X2mm (6 metros)	Marcegaglia	6,83	1	6,83
Tubo sección rectangular S355J2H 120x80mm 6mm espesor (6 metros)	Marcegaglia	113,42	1	113,42
Barra maciza S235JR 16mm (2 metros)	Randrade	3,31	1	3,31
Barra maciza S235JR 8mm (2 metros)	Randrade	1,04	1	1,04

Lámina 2000x1000m S355	ManxaFeros	328,08	1	328,08
Tornillo ISO 4017 M6x15mm	Todostok	0,14	14	1,96
Tornillo ISO 4017 M6x20mm	Todostok	0,15	1	0,15
Tornillo ISO 4017 M6x25mm	Todostok	0,18	2	0,36
Tornillo ISO 4017 M6x35mm	Todostok	0,2	3	0,6
Tornillo ISO 4017 M6x40mm	Todostok	0,22	7	1,54
Tornillo ISO 4017 M6x50mm	Todostok	0,27	4	1,08
Tornillo ISO 4017 M6x60mm	Todostok	0,31	5	1,55
Tornillo ISO 4017 M8x20mm	Todostok	0,22	10	2,2
Tornillo ISO 4017 M8x40mm	Todostok	0,22	1	0,22
Tornillo ISO 4017 M8x60mm	Todostok	0,4	4	1,6
Tornillo ISO 4017 M10x20mm	Todostok	0,34	6	2,04
Tornillo ISO 4014 M6x70x18mm	Todostok	0,17	2	0,34
Tornillo ISO 4014 M6x100x18mm	Todostok	0,35	4	1,4
Tornillo DIN 7984 M8x20mm	Todostok	0,16	2	0,32
Tornillo DIN 7984 M8x80mm	Todostok	0,64	2	1,28
Tuerca ISO 4032 M6	Todostok	0,25	42	10,5
Tuerca ISO 4032 M8	Todostok	0,26	15	3,9
Tuerca ISO 4032 M10	Todostok	0,37	6	2,22
Tuerca ISO 4032 M16	Todostok	0,68	2	1,36
Arandela ISO 7089 M6	Todostok	0,02	10	0,2

Arandela ISO 7089 M8	Todostok	0,03	8	0,24
Broca para metal HSS 5 mm	Todostok	0,78	1	0,78
Broca para metal HSS 6.5 mm	Todostok	1,22	1	1,22
Broca para metal HSS 6.75 mm	Todostok	1,48	1	1,48
Broca para metal HSS 8.5 mm	Todostok	1,94	1	1,94
Broca para metal HSS 13 mm	Todostok	5,46	1	5,46
Juego de 3 machos roscantes DIN 352 M6	Todostok	12,43	1	12,43
Juego de 3 machos roscantes DIN 352 M8	Todostok	15,18	1	15,18
Juego de 3 machos roscantes DIN 352 M10	Todostok	18,65	1	18,65
Terraja HSS M8	Todostok	17,06	1	17,06
Terraja HSS M16	Todostok	32,73	1	32,73
Corona 219 76 dientes	KPS racing	12	1	12
Cadena 219 96 eslabones	KPS racing	30,25	2	60,5
Tronchacadenas KARTECH 219	Wildslide	59,27	1	59,27
Pinza freno Wilwood 120-5499	Summit Racing Equipment	118,76	1	118,76
Bomba freno Wilwood 260-5520	Summit Racing Equipment	82,52	1	82,52
Tubo sistema frenado	OMB Warehouse	7,97	1	7,97
Adaptadores tubo sistema frenado	OMB Warehouse	1,34	1	1,34
Disco freno 210x12mm	MondoKart	39,99	1	39,99

Líquido freno DOT 5.1	KPS racing	5,42	1	5,42
Rodamiento INA RATRY-30 XL	ABF store	20,74	2	41,48
Rodamiento SKF 6x13x5mm	123Rodamiento	9,56	4	38,24
Cabeza de rótula DealMux 8mm	Amazon	7,88	3	23,64
Fibra de vidrio MAT 100 5m2	Nazza	3,38	2	6,76
Fibra de vidrio MAT 200 25m2	Nazza	21,7	1	21,7
Fibra de vidrio MAT 300 25m2	Nazza	25,68	1	25,68
Resina de poliéster ortoftálica	Nazza	18,26	1	18,26
Placa de poliestireno expandido 100x60x5cm 0,6 m2	Bricomart	2,25	3	6,75
Masilla para poliestireno	Matey	11,21	1	11,21
Espátula de acero inoxidable DEXTER	Leroy Merlin	4,69	1	4,69
Cera desmoldante FR-16	Nazza	33,58	1	33,58
Alcohol polivinílico PVA	Nazza	11,95	1	11,95
Peróxido de metiletilcetona 700ml	Nazza	7,97	1	7,97
Soldador multifunción CE-PROMIG 160 Ah	Leroy Merlin	360	1	360
Botella de gas de mezcla de argón y CO2 C-15 STD	SYC Cylinders	125,95	1	125,95
Lote 2 escuadras magnéticas para estructuras metálicas	Leroy Merlin	11,98	1	11,98
Taladro de columna KINPOW	Leroy Merlin	62,99	1	62,99
Máquina hidráulica de doblado de tubos	ManoMano	211,69	1	211,69
Esmeriladora EINELL	Leroy Merlin	39,99	1	39,99

Sierra de calar HITACHI	Leroy Merlin	121	1	121
Escuadra DEXTER 400mm	Leroy Merlin	4,99	1	4,99
Compás CENTIGRAFF 21 cm	Leroy Merlin	12,99	1	12,99
Punta de trazar DEXTER	Leroy Merlin	4,99	1	4,99
			TOTAL	5269,72

Bibliografía

1. Motor IAME Parilla X-30 125cc [en línea]. [Consulta: 27 enero 2020]. Disponible en: <https://dmkracing.com/es/motores-iame-kart/263-motor-iame-parilla-x30-125cc.html>
2. HU L SERIES SERVICE MANUAL [en línea]. [Consulta: 2 febrero 2020]. Disponible en: https://tillotson.ie/wp-content/uploads/2015/07/techinfo_hu_eur.pdf
3. Funcionamiento tubo de escape en motores 2 Tiempos – Blog de Motoscoot [en línea]. [Consulta: 7 febrero 2020]. Disponible en: <https://www.motoscoot.net/blog/funcionamiento-tubo-de-escape-en-motores-2-tiempos/>
4. 2 Stroke Engine Animation And Diagrams [en línea]. [Consulta: 13 febrero 2020]. Disponible en: <https://www.2strokeengine.net/2strokeenginertuning/2strokeengineanimation.php>
5. Working of the Two-Stroke Engine with P-V Diagram | Mecholic [en línea]. [Consulta: 14 febrero 2020]. Disponible en: <https://www.mecholic.com/2016/02/working-of-two-stroke-engine-with-pv-diagram.html>
6. RE-HOMOLOGATED 1-8-2018 IAME X30-TaG [en línea]. [Consulta: 3 marzo 2020]. Disponible en: <http://www.remoracing.com.au/images/downloads/iame/IAME X30 125 Engine - Re-homologation 1 August 2018 V1.1.pdf>
7. GO KART HOW TO: Starter Motor Fix and Repair the Brushes - POWER REPUBLIC - YouTube [en línea]. [Consulta: 22 febrero 2020]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=9eCaw8W4NV4>
8. Máquinas eléctricas - El motor de corriente continua - YouTube [en línea]. [Consulta: 26 febrero 2020]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=aqUji2WsGjk>
9. Fuerza Magnéticas [en línea]. [Consulta: 28 febrero 2020]. Disponible en: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/magnetic/magfor.html>
10. INSTALLATION MANUAL REEDJET 100cc-TaG [en línea]. [Consulta: 2 marzo 2020]. Disponible en: <http://iameusaeast.com/content/KA100 Engine Installation Manual.pdf>
11. NEW STARTER DRIVE FITS BENDIX ARCTIC CAT TIGERSHARK 640 900 MES3270M 4010675 [en línea]. [Consulta: 2 marzo 2020]. Disponible en: https://www.yagadagba.com/index.php?main_page=product_info&products_id=663132
12. CDI Capacitor Discharge Ignition Circuit Demo - YouTube [en línea]. [Consulta: 4 marzo 2020]. Disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=0yK3Opq_i0M
13. Qué es el termostato del coche y sus características [en línea]. [Consulta: 19 junio 2020]. Disponible en: <https://www.ro-des.com/mecanica/termostato-coche-que-es-y-caracteristicas/>
14. Thermostatic 3-Way Valve [en línea]. [Consulta: 7 marzo 2020]. Disponible en: <https://www.accelerationkarting.com/thermostatic3-wayvalve.html>

15. Mojo D5 Senior Rotax Max Slick Tyres - Zip North [en línea]. [Consulta: 8 marzo 2020]. Disponible en: <https://www.zipnorth.com/product/mojo-d5-senior-rotax-max-slick-tyres/>
16. DOUGLAS WHEELS ALUMINIUM SET 130MM 210 MM [en línea]. [Consulta: 8 marzo 2020]. Disponible en: https://www.kartstore.it/index.php?option=com_eshop&view=product&id=16260&catid=1492&Itemid=154&lang=en-gb
17. Mannequin | 3D CAD Model Library | GrabCAD [en línea]. [Consulta: 9 marzo 2020]. Disponible en: <https://grabcad.com/library/mannequin-1>
18. IAME X30 | 3D CAD Model Library | GrabCAD [en línea]. [Consulta: 18 marzo 2020]. Disponible en: <https://grabcad.com/library/iame-x30-1>
19. IAME X30 Intercooler | 3D CAD Model Library | GrabCAD [en línea]. [Consulta: 9 marzo 2020]. Disponible en: <https://grabcad.com/library/iame-x30-intercooler-1>
20. Medida del módulo de elasticidad [en línea]. [Consulta: 10 marzo 2020]. Disponible en: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica3/solido/alargamiento/alargamiento.html>
21. Tubo rectangular estructural soldado 120x80x6mm LC terminado F S355J2H EN 10219-1 | ArcelorMittal e-steel [en línea]. [Consulta: 10 marzo 2020]. Disponible en: <https://e-steel.arcelormittal.com/ES/es/Tubo/Acero/Tubo-rectangular/p/000000000002018938>
22. Throttle Cable - 48" | 03185 | BMI Karts And Parts [en línea]. [Consulta: 24 marzo 2020]. Disponible en: https://www.bmikarts.com/Throttle-Cable--48-_p_1787.html
23. Manual soldador 1parte [en línea]. [Consulta: 29 marzo 2020]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/arleto/manual-soldador-1parte>
24. SOLDEO MIG/MAG. [en línea]. [Consulta: 1 abril 2020]. Disponible en: <http://weld-des-tech.com/onewebmedia/SoldaduraMIGMAG.pdf>
25. Manual del soldador - Soldadura con gas de protección, oxicorte y corte por plasma [en línea]. [Consulta: 4 abril 2020]. Disponible en: <http://www.carbueros.com/~media/Files/PDF/microsites/welders-handbook/231-18-039-ES-Welders-ManualDelSoldador.pdf>
26. Ashby, Michael. *Materiales para ingeniería* [en línea]. Barcelona: Reverté, 2009. ISBN 9788429172560 [Consulta: 4 abril 2020]. Disponible en: http://www.ingebook.com/recursos.biblioteca.upc.edu/ib/NPcd/IB_Escritorio_Visualizar?cod_primaria=1000193&libro=7725
27. Help welding calculation - WELDING [en línea]. [Consulta: 5 abril 2020]. Disponible en: <https://www.dillinger.de/d/en/e-service/tools/welding/help/>
28. Zonagravedad: El Portal de los Deportes de Inercia. - Dirección [en línea]. [Consulta: 8 abril 2020]. Disponible en: <http://www.zonagravedad.com/modules.php?name=News&file=article&sid=753>

29. Melbourne Kart Centre [en línea]. [Consulta: 11 abril 2020]. Disponible en: http://www.mkcracing.com.au/Articles/MKC_GP6_Launch_090218.html
30. Wheel Alignment Phoenix Arizona Best Auto Repair Downtown Phoenix, Arizona | Virginia Auto Service [en línea]. [Consulta: 9 abril 2020]. Disponible en: <https://automotiverepairphoenix.com/services/wheel-alignment-phoenix-arizona/>
31. ¿Cómo hacer rosca con una terraja? - Leroy Merlin [en línea]. [Consulta: 13 abril 2020]. Disponible en: <https://comunidad.leroymerlin.es/t5/Bricopedia-Fontanería/Cómo-hacer-rosca-con-una-terreja/ta-p/167733>
32. Giratorio rosca hembra conector varilla final rótula con agujero de 8mm diámetro [en línea]. [Consulta: 14 abril 2020]. Disponible en: <https://www.joom.com/es/products/5bc465ba1436d40104c1ac2b>
33. Ángulo Ackerman, el gran «desconocido» | Kart News [en línea]. [Consulta: 16 abril 2020]. Disponible en: <http://www.vroomkart.es/news/29428/ngulo-ackerman-el-gran-desconocido>
34. Measuring geometric and kinematic properties to design steering axis to angle turn of the electric golf car [en línea]. [Consulta: 16 abril 2020]. Disponible en: <https://core.ac.uk/download/pdf/82288187.pdf>
35. Google Maps [en línea]. [Consulta: 17 abril 2020]. Disponible en: <https://www.google.es/maps>
36. TEMA 3 VEHÍCULOS AUTOMÓVILES: DINÁMICA LONGITUDINAL 3.1 PROBLEMA [en línea]. [Consulta: 19 abril 2020]. Disponible en: <http://portal.uned.es/Publicaciones/htdocs/pdf.jsp?articulo=6803406GR02A01>
37. Thomas D. Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*. United States: SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, 1992. ISBN 9781560911999
38. Self Aligning Torque | DrRacing's Blog [en línea]. [Consulta: 21 abril 2020]. Disponible en: <https://drracing.wordpress.com/2013/10/27/self-aligning-torque/>
39. Circle Segment - Geometric Properties [en línea]. [Consulta: 21 abril 2020]. Disponible en: http://structx.com/Shape_Formulas_003.html
40. Fitxer:Triangle centroid 2.svg - Viquipèdia, l'enciclopèdia lliure [en línea]. [Consulta: 21 abril 2020]. Disponible en: https://ca.wikipedia.org/wiki/Fitxer:Triangle_centroid_2.svg
41. Detecting Over-Driving - NASA Speed News Magazine [en línea]. [Consulta: 21 abril 2020]. Disponible en: <https://nasaspeed.news/columns/driver-instruction/detecting-over-driving/>
42. *Manual de la técnica del automóvil* [en línea]. 3. España: Robert Bosch, 1999. ISBN 978-3-934584-82-2. [Consulta: 22 abril 2020]. Disponible en: https://books.google.es/books?id=xiB6RA_OT7kC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false
43. Proyecto Coheteria Hidrostatica | fisicaingeindus [en línea]. [Consulta: 25 abril 2020]. Disponible en: <https://fisicaingeindus.wordpress.com/anteproyecto-2/>

44. Car Aerodynamics Basics, How-To & Design Tips [en línea]. [Consulta: 25 abril 2020]. Disponible en: <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-aerodynamics-basics-and-design/>
45. Aerodynamics in vehicle , What is Aerodynamics? , Advantages - Mechtechgyan [en línea]. [Consulta: 25 abril 2020]. Disponible en: <https://www.mechtechgyan.com/2020/01/aerodynamics-in-vehicle-drag-lift.html>
46. Building System Guide 15MM [en línea]. [Consulta: 27 abril 2020]. Disponible en: <https://www.revrobotics.com/content/docs/BuildingSystem-Guide.pdf>
47. Understanding Rolling Resistance | TrainingPeaks [en línea]. [Consulta: 28 abril 2020]. Disponible en: <https://www.trainingpeaks.com/blog/understanding-rolling-resistance/>
48. Logo karting. Man racing on sport kart... Stock Photo 363627314 - Avopix.com [en línea]. [Consulta: 28 abril 2020]. Disponible en: <https://avopix.com/premium-photo/363627314-shutterstock-logo-karting-man-racing-on-sport-kart>
49. IAME X30 Power curve [en línea]. [Consulta: 1 mayo 2020]. Disponible en: http://www.remoracing.com.au/images/products/iame/Technical/Curve_X30.pdf
50. VJ Karting: Manuales X30 Español [en línea]. [Consulta: 3 mayo 2020]. Disponible en: <http://vjkarting.blogspot.com/2011/09/manual-de-instalacion-x30-espanol-pdf.html>
51. GO KART RACING CHAIN BREAKER JOINER 219 PITCH BEST QUALITY KARTECH BRAND NEW | eBay [en línea]. [Consulta: 12 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.ebay.ca/itm/GO-KART-RACING-CHAIN-BREAKER-JOINER-219-PITCH-BEST-QUALITY-KARTECH-BRAND-NEW/373010361427?hash=item56d9266c53:g:7f0AAOSwjQtehwy4>
52. Auxiliary Equipment *Standard Handbook of Petroleum and Natural Gas Engineering* [en línea]. Elsevier, 2016, p. 3-1-3-66. DOI 10.1016/B978-0-12-383846-9.00003-5. [Consulta: 15 mayo 2020]. Disponible en: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780123838469000035>
53. Comportamiento a fatiga de los materiales – engineering&materials [en línea]. [Consulta: 17 abril 2020]. Disponible en: <https://materialsbreakthroughs.wordpress.com/2014/11/16/comportamiento-a-fatiga-de-los-materiales/>
54. Pedro Ortiz. Diseño de máquinas (EEBE)
55. THE SITUATION: SLIPPAGE IN A SET-SCREW LOCKING DEVICE AFTER SHAFT REPLACEMENT [en línea]. [Consulta: 18 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.amibearings.com/wp-content/uploads/lockingdevices.pdf>
56. Go-kart braking calculations | EngineeringAutoPedia [en línea]. [Consulta: 21 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.enggautopedia.com/go-kart-brakes-6-0>
57. Kart Master Cylinder Assembly | 3D CAD Model Library | GrabCAD [en línea]. [Consulta: 18 junio 2020]. Disponible en: <https://grabcad.com/library/kart-master-cylinder-assembly>
58. wilwood kart caliper | 3D CAD Model Library | GrabCAD [en línea]. [Consulta: 18 junio 2020]. Disponible en: <https://grabcad.com/library/wilwood-kart-caliper-1>

59. Frictional brake with pressure-applying cylinder and pads - MATLAB - MathWorks España [en línea]. [Consulta: 21 mayo 2020]. Disponible en: <https://es.mathworks.com/help/physmod/sdl/ref/discbrake.html>
60. ¿Qué diferencias hay entre estudio térmico y tensión térmica? [en línea]. [Consulta: 25 mayo 2020]. Disponible en: <https://easyworks.es/diferencias-entre-un-estudio-de-tension-termica-y-un-estudio-termico/>
61. Convective Heat Transfer Coefficient [en línea]. [Consulta: 25 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/heat-transfer/convection-convective-heat-transfer/convective-heat-transfer-coefficient/>
62. CW Bearing USA, Inc [en línea]. [Consulta: 28 mayo 2020]. Disponible en: http://www.cwbearing.com/equ_staticload.html
63. Sistema Constructivo de paneles de poliestireno expandido - UPLC - U-Peru Living Conditions [en línea]. [Consulta: 26 mayo 2020]. Disponible en: <http://www.uplc.pe/sistema-constructivo-de-paneles-de-poliestireno-expandido/>
64. (4) How to Make Fibreglass/Carbon Fibre Race Car Bodywork - Part 2/2 - YouTube [en línea]. [Consulta: 27 mayo 2020]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=AZaDvoeetnk>
65. Asiento Tillett T11 VG New Style [en línea]. [Consulta: 29 mayo 2020]. Disponible en: https://kpsracing.es/asientos-tillett/3633-3454-asiento-tillett-t11vg.html#/403-talla_tillett-ms
- Cortizo Rodríguez, J. L. *Elementos de máquinas. Teoría y problemas* [en línea]. Oviedo: Universidad de Oviedo, 2003. ISBN 9788483173701. Disponible en: https://books.google.es/books?id=LD5jNSKwqhoC&pg=PP1&lpg=PP1&focus=viewport&hl=es&output=html_text
- Riba Romeva, C. *Selección de materiales en el diseño de máquinas* [en línea]. Barcelona: Edicions UPC, 2008. ISBN 9788483017388. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.3/36844/9788498804065.pdf>
- Bailey, N. *Weldability of Ferritic Steels* [en línea]. Cambridge: Woodhead Publishing, 1994. ISBN 9781855730922. Disponible en: https://books.google.es/books?id=Up8_kny6xTUC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false

Ajustes y preparación en soldadura MIG/MAG. A: [en línea]. [Consulta: 18 abril 2020]. Disponible en:
http://www.centro-zaragoza.com:8080/web/sala_prensa/revista_tecnica/hemeroteca/articulos/R68_A2.pdf

Manual del soldador - Soldadura con gas de protección, oxicorte y corte por plasma. A: [en línea].
[Consulta: 4 abril 2020]. Disponible en:
<http://www.carbueros.com/~media/Files/PDF/microsites/welders-handbook/231-18-039-ES-Welders-ManualDelSoldador.pdf>

Anexo A

Para fabricar el asiento de fibra de vidrio primero se necesitará un molde. El molde para piezas de fibra de vidrio se suele construir con poliestireno, ya que es un material que permite darle la forma deseada con facilidad. Para ello, la solución más fácil es comprar láminas de poliestireno y unir las entre si, para obtener la forma del asiento.



Figura A.0.1. Láminas de poliestireno (63).

Una vez que se tiene el molde, el siguiente paso es emplear masilla putty mediante una espátula, para cubrir imperfecciones en la superficie, como, por ejemplo, pequeños orificios. Una vez realizado este paso, se ha de preparar la superficie para poder aplicar las láminas de fibra de vidrio. Para ello, se ha de emplear cera desmoldante, la cual evita que la fibra de vidrio se pegue sobre el molde.



Figura A.0.2. Aplicación de masilla putty y de cera desmoldante (64).

Una vez aplicada la cera, se retira con un paño, y se vuelve a repetir el proceso 5 veces. Al terminar esta parte, se ha de emplear Alcohol Polivinílico (PVA), para obtener una película fina y flexible. A continuación, empieza el proceso de colocación de las láminas de vidrio. Existen diferentes gramajes (MAT), es decir, láminas de diferente espesor. Las más empleadas son MAT 100, 200, 300, 450 y 600. El gramaje más bajo se utiliza en piezas con muchos detalles, puesto que, si la primera capa que se coloca es de un gramaje demasiado elevado, no se amoldaría bien, perdiendo los relieves más pequeños de la pieza. En primer lugar, se mezcla la resina de poliéster ortoftálica con un 3% de

catalizador, y se aplica sobre la superficie del molde con una brocha. Seguidamente, se coloca la primera capa de fibra de vidrio MAT 100, y se vuelve a aplicar la mezcla de resina y catalizador sobre la primera capa de fibra de vidrio. Una vez realizado este paso, se introduce la siguiente lámina de fibra de vidrio MAT 200.

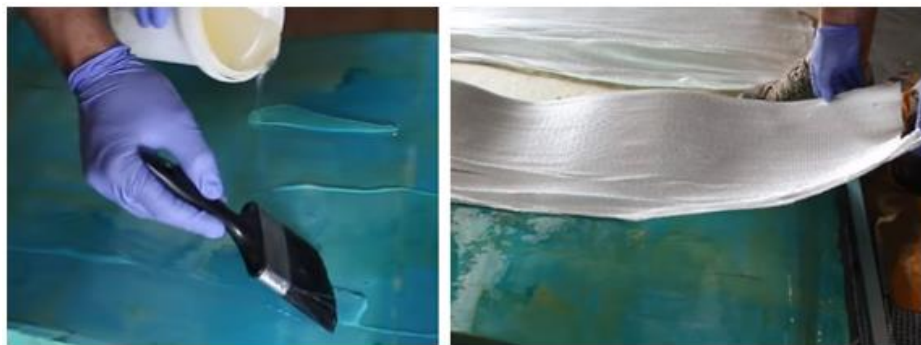


Figura A.0.3. Aplicación de la mezcla y colocación de la primera capa (64).

Una vez acabado el proceso, se introduce una espátula entre el poliestireno y la fibra de vidrio, para proceder a la extracción del molde. Una vez que se obtiene el molde del asiento, se limpia con agua y una esponja, y se deja secar.

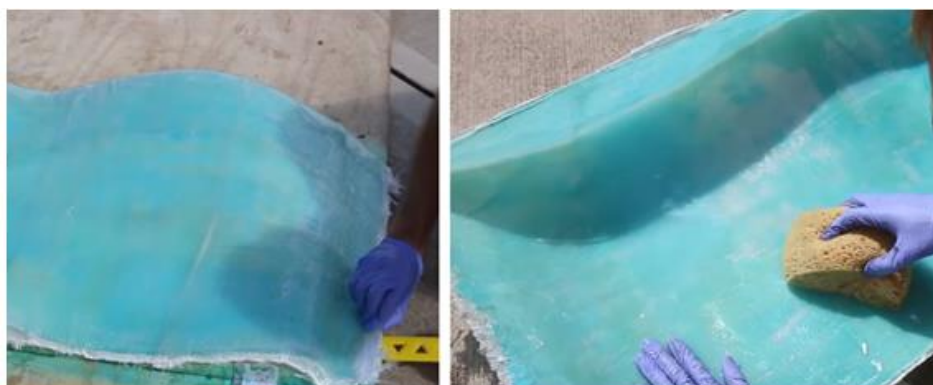


Figura A.0.4. Extracción del molde y limpieza del mismo (64).

A continuación, se repite el proceso. Sin embargo, en este caso, se utiliza una capa final de gramaje mayor, ya que el molde contiene la geometría del asiento, y no es necesario usar el gramaje inferior MAT100. Se vuelve a pulir la superficie con la cera desmoldante, con PVA, y, seguidamente, se aplica la mezcla de resina y catalizador y se introduce la primera capa de fibra de MAT 200. Se cubre la primera capa con la mezcla, y se coloca la segunda capa de fibra MAT 300. A partir de este instante, se ha de repetir el proceso hasta obtener el grosor deseado del asiento. En este caso, el grosor es de 10mm. Una vez aplicadas todas las capas necesarias, se extrae la pieza final con una espátula, se limpia y se deja secar.



Figura 0.5. Asiento de fibra de vidrio (65).

Anexo B

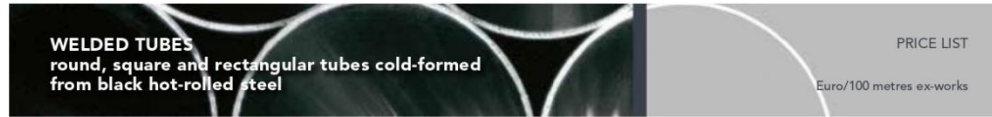
Fuente: Marcegaglia



WELDED ROUND TUBES - QUALITY S355J2H, acc. to EN10219-1													
Diameter (mm)	Thickness												
	1,5	2	2,5	3	3,6	4	5	6	8	10	12,5	14,2	16
16,8		100,1											
17,2		113,1											
20	88,4	107,7											
21,3		113,9	139,0	159,0									
22	103,1	125,4											
25	110,5	132,5	162,9	190,0									
26,9	119,0	143,4	174,8	202,6									
28	123,3	148,4	179,7	210,7									
29	139,2	168,3											
30	131,4	159,0	193,7	226,4		292,4							
32	141,3	170,3	207,1	243,6									
33,7	147,3	177,5	216,0	250,8		330,5							
35	154,4	186,7	226,4										
38	167,2	202,6	246,4										
40	179,6	217,8	266,1	310,2									
42,4	187,1	226,6	276,7	322,1		422,6							
43	195,7	236,7											
45	203,7	247,0	301,8	352,0									
48,3	214,1	259,5	317,2	370,2		481,5	595,5	754,3					
50	226,4	276,0	337,6	393,9		512,2							
54		314,8		451,6									
55	263,6	321,6		461,3		601,2							
57	273,0	333,8	409,2	479,2		625,1							
60,3	269,9	327,7	400,5	468,5		611,6	751,5	957,2	1.415,2	1.716,2			
63	314,2	356,7		511,5		668,1							
65	323,9	397,4											
70	320,0	390,3	479,2	561,5		734,3		1.090,9	1.650,7	2.017,2			
73	364,4	447,4											
76,1	345,5	420,9	516,7	604,9		792,7	977,8	1.183,5	1.734,0	2.125,5	2.673,4		
80	374,7	458,9	563,1	660,1		866,3	1.068,4						
83		500,8		697,4		915,3		1.365,7					
88,9		499,8	614,0	720,0		945,3	1.161,9	1.417,0	2.065,6	2.537,0	3.219,0		
90		508,7		732,9		962,5							
95		556,3		802,2		1.055,2							
101,6		572,0	703,8	825,7	987,5	1.086,3	1.342,4	1.624,4	2.270,0	2.795,6	3.599,8		
108		623,5		899,7		1.186,6	1.466,9	1.778,8		3.054,0	3.857,3		
114,3		645,5	793,8	931,9	1.115,8	1.229,6	1.522,9	1.843,2	2.522,1	3.112,3	4.028,6		
121								2.048,5	2.734,0	3.441,4	4.385,2		
127		726,8		1.049,9		1.383,1	1.716,0	2.085,4	2.815,3	3.450,2	4.483,1		
133				1.113,9		1.468,2	1.823,3	2.214,6	2.991,2	3.729,9	4.769,0		
139,7				1.169,6		1.547,7	1.917,3	2.332,4	3.146,0	3.872,0	4.821,6		
152,4				1.296,5		1.708,2	2.123,9	2.582,4	3.488,4	4.296,2	5.361,6		
159				1.335,2		1.767,2	2.194,5	2.666,8	3.608,8	4.517,8	5.740,4		
168,3				1.412,8		1.871,1	2.321,6	2.827,2	3.823,6	4.719,0	6.163,2	7.068,6	
177,8				1.548,1		2.043,5	2.545,4	3.093,7	4.187,5	5.175,0	6.548,4		
193,7				1.634,2		2.159,9	2.691,2	3.274,8	4.428,6	5.571,9	7.177,6	8.239,9	
219,1				1.864,0		2.463,4	3.067,7	3.732,8	5.062,7	6.279,7	8.217,3	9.448,9	
244,5						2.739,8	3.407,3	4.158,4	5.650,7	7.109,4	9.180,6	10.605,3	11.856,8
273				2.422,0		3.203,9	3.986,4	4.866,5	6.616,0	8.327,8	10.631,7	12.240,1	13.696,2
323,9						3.814,1	4.747,5	5.790,4	7.874,7	9.938,2	12.710,4	14.634,0	16.392,1
355,6							5.680,8	6.917,5	9.398,2	11.842,8	15.158,0	17.436,0	19.537,2
406,4							6.509,3	7.926,9	10.768,2	13.594,2	17.303,0	20.002,0	22.444,1

Anexo C

Fuente: Marcegaglia



WELDED RECTANGULAR TUBES - QUALITY S355J2H, acc. to EN10219-1													
Side A (mm)	Side B (mm)	Thickness											
		1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12,5	14,2	16
20	10	82,6	96,8										
	15	98,3	115,6										
25	10	99,2	116,8										
	15	111,5	132,1										
30	20	125,2	150,7										
	10	112,5	133,6										
35	15	124,0	149,1										
	20	133,5	159,3	192,2	217,6								
40	25	155,6	185,1										
	10	131,7	158,8										
45	15	137,0	163,9										
	20	154,0	185,1										
50	25	187,9	202,4	247,3									
	10	138,3	165,6										
55	15	150,8	181,0										
	20	159,3	191,2	231,1	263,8								
60	25	178,9	213,3	259,9	301,1								
	27	184,7	221,4		308,0								
65	30	187,4	223,9	269,6	312,8	398,0							
	35	215,3	259,1										
70	10	158,7	191,4										
	15	168,0	202,4										
75	20	178,9	215,8										
	25	195,5	234,4	296,0	331,8								
80	30	215,3	259,1		363,8								
	35	231,0	278,3	343,4	386,8	493,5							
85	10	169,7	204,6										
	15	186,3	225,5										
90	20	191,5	231,8	299,5	324,1								
	25	204,2	244,6	298,1	347,5								
95	30	216,8	259,9	313,5	364,7	468,3							
	35	246,7	296,4		414,9								
100	40	250,4	301,8	374,0	421,4	544,9							
	10	205,9	250,3										
105	15	217,4	264,9										
	20	223,9	272,1	336,1	382,2								
110	25	244,2	296,4	366,6	419,5								
	30	247,8	298,1	361,2	421,4	544,9							
115	40	271,5	325,8	395,3	458,2	593,0	722,9	890,5					
	50	316,0	382,9	465,2	540,4	694,3		1.058,3					
120	20	262,4	315,7	408,3									
	25	279,4	338,7										
125	30	281,8	333,5	405,0	475,2	614,8							
	40	312,5	372,2	452,0	524,9	682,2	833,1						
130	50	340,9	405,1	493,9	573,5	739,4	906,5						
	20	290,8	349,3		498,1								
135	25				539,8								
	30	312,5	372,2	452,0	531,0	690,1							
140	40	337,4	400,5	488,1	566,7	739,4	906,5	1.126,4					
	50	375,3	447,0	544,0	632,7	818,5	1.005,0	1.266,7					
145	60	400,1	476,8	581,6	677,4	878,2	1.069,0	1.349,3					



WELDED RECTANGULAR TUBES - QUALITY S355J2H, acc. to EN10219-1													
Side A (mm)	Side B (mm)	Thickness											
		1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12,5	14,2	16
90	30		445,7	558,4	629,0	819,9							
	40		464,8		648,0	847,8	1.040,7						
	50		496,5		693,9	898,9	1.107,8	1.394,5					
	60					992,1		1.528,9					
100	20		445,7		621,7								
	30		475,3		663,3	867,6							
	40		491,0	581,6	677,4	888,6	1.094,2	1.364,0					
	50		524,3	622,1	724,7	940,6	1.163,5	1.473,6					
	60		561,5	666,3	776,3	1.009,5	1.237,4	1.564,2	2.061,5				
	80		638,8		885,1	1.157,2	1.410,6	1.698,8	2.375,7				
120	30				773,5								
	40		587,0		800,3	1.052,9	1.305,2	1.626,2					
	50				893,5	1.164,3	1.442,4	1.820,4					
	60		649,7		885,1	1.157,2	1.410,6	1.800,0	2.343,6				
	80		715,0	907,4	978,4	1.273,0	1.566,7	1.890,4	2.598,0				
	100				1.133,6	1.484,6	1.825,6	2.200,0	3.052,0				
140	40				922,8	1.220,2	1.513,0	1.899,6					
	50				1.010,8								
	60		731,4		1.032,2	1.290,6	1.586,9	2.024,7	2.653,6				
	70				1.148,6	1.445,8	1.775,4	2.135,5	2.976,4				
	80				1.166,3	1.466,4	1.804,8	2.177,3	3.021,0				
150	30		687,2		965,2	1.226,5	1.529,6						
	50		739,3		1.032,2	1.290,6	1.605,6	2.046,8	2.683,6				
	60				1.136,4	1.429,7	1.764,7	2.230,4					
	75								3.197,3				
	100				1.361,7	1.721,0	2.113,7	2.556,3	3.390,5	4.375,4	5.251,5		
160	60				1.205,9	1.518,4	1.867,2	2.375,8					
	80				1.244,2	1.564,8	1.928,6	2.328,8	3.265,7				
	90								3.576,1				
	120								4.094,6				
180	60				1.279,8	1.652,9	1.954,8	2.498,5	3.337,0				
	80				1.445,5	1.863,2	2.208,0	2.664,5	3.728,1	4.700,5			
	100				1.590,1	2.063,0	2.446,8	2.952,3	4.050,6	4.991,1			
	120								4.237,5	5.162,5	6.379,7		
200	80				1.623,1	2.105,0	2.500,6	3.018,5	4.220,2				
	100				1.641,3	2.115,0	2.515,5	3.041,3	4.057,8	4.997,3	6.184,9		
	120				1.906,8	2.422,2	2.875,0	3.486,6	4.613,6	5.701,0	6.964,2		
	150				1.948,8	2.571,6	3.128,3	3.791,1	5.133,5	6.368,3	7.821,5		
220	120				2.697,9				5.081,7	6.099,0	7.599,3	8.589,9	
250	100				1.971,2	2.571,6	3.128,3	3.791,1	5.133,5	6.368,3	7.821,5		
	150					2.967,1	3.618,1	4.385,5	6.063,6	7.432,8	9.316,1	10.571,6	
260	140								6.124,1	7.506,9	9.404,9	10.776,8	
300	100					3.001,1	3.678,3	4.457,1	6.184,5	7.695,0	9.493,7	10.776,8	
	150					3.641,5	4.222,8	5.176,0	7.022,4	8.748,0	10.855,9	12.356,2	
	200					3.898,4	4.791,8	5.808,2	7.742,1	9.669,1	12.051,1	13.732,5	
350	150							5.871,5	7.742,1	9.669,1			
400	200							7.280,6	9.809,2	12.287,6	15.400,8	17.593,4	19.542,3

Anexo D

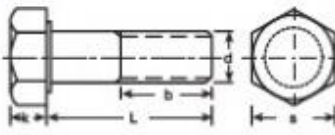

Fuente: Chassis parts

SKU	Ø	Wall Thickness	Weight	Price/Meter	Length	Price per whole length
39133050	10 mm	0,8 mm	0,18 kg/mtr	€ 3,50	6 mtr	€ 21,00
39133003	12 mm	1,5 mm	0,38 kg/mtr	€ 3,95	6 mtr	€ 23,70
39133004	15 mm	1,5 mm	0,40 kg/mtr	€ 4,75	6 mtr	€ 28,50
39133005	18 mm	1,0 mm	0,42 kg/mtr	€ 4,50	6 mtr	€ 27,00
39133006	18 mm	1,5 mm	0,61 kg/mtr	€ 5,75	6 mtr	€ 34,50
39133010	20 mm	1,5 mm	0,70 kg/mtr	€ 6,80	6 mtr	€ 40,80
39133012	22 mm	1,5 mm	0,76 kg/mtr	€ 5,95	6 mtr	€ 35,70
39133013	22 mm	2,0 mm	0,99 kg/mtr	€ 6,25	6 mtr	€ 37,50
39133025	25 mm	1,5 mm	0,88 kg/mtr	€ 6,95	6 mtr	€ 41,70
39133026	25 mm	2,0 mm	1,13 kg/mtr	€ 7,95	6 mtr	€ 47,70
39133027	28 mm	1,5 mm	0,98 kg/mtr	€ 7,95	6 mtr	€ 47,70
39133028	28 mm	2,0 mm	1,28 kg/mtr	€ 8,25	6 mtr	€ 49,50
39133015	30 mm	1,5 mm	1,05 kg/mtr	€ 7,75	6 mtr	€ 46,50
39133020	30 mm	2,0 mm	1,40 kg/mtr	€ 9,50	6 mtr	€ 57,00
39133030	32 mm	2,0 mm	1,50 kg/mtr	€ 9,95	6 mtr	€ 59,70
39133033	35 mm	1,5 mm	1,24 kg/mtr	€ 10,25	6 mtr	€ 61,50
39133035	35 mm	2,0 mm	1,63 kg/mtr	€ 12,50	6 mtr	€ 75,00
39133037	35 mm	2,5 mm	2,00 kg/mtr	€ 13,95	6 mtr	€ 83,70
39133036	35 mm	3,0 mm	2,37 kg/mtr	€ 15,75	6 mtr	€ 94,50
39133038	38 mm	2,5 mm	2,10 kg/mtr	€ 16,95	6 mtr	€ 101,70
39133039	40 mm	1,5 mm	1,42 kg/mtr	€ 13,25	6 mtr	€ 79,50
39133040	40 mm	2,0 mm	1,90 kg/mtr	€ 12,95	6 mtr	€ 77,70
39133043	45 mm	2,5 mm	2,62 kg/mtr	€ 15,95	7 mtr	€ 111,65
39133044	48 mm	2,5 mm	2,80 kg/mtr	€ 16,50	7 mtr	€ 115,50
39133046	50 mm	2,0 mm	2,37 kg/mtr	€ 15,75	7 mtr	€ 110,25
39133047	50 mm	2,5 mm	2,92 kg/mtr	€ 20,15	7 mtr	€ 141,05
39133069	70 mm	2,5 mm	4,16 kg/mtr	€ 24,95	7 mtr	€ 174,65

Anexo E

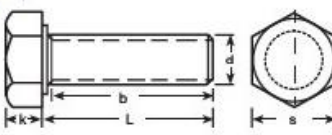

Fuente: Todostok

TORNILLO

DIN 931 (ISO 4014) <i>(Excepto M10, M12,M14 y M22)</i>		TORNILLO HEXAGONAL Métrico <i>Hexagon Bolt</i> <i>Vis à tête hexagonale</i>		12.9						
Medida	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
Paso	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5	3
b ₁	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54
b ₂	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60
b ₃			45	49	53	57	61	65	69	73
k	4	5,5	7	8	9	10	12	13	14	15
s	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36

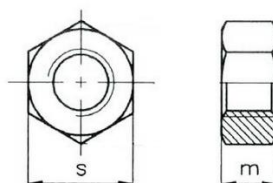
b₁) HASTA LONGITUDES DE 125 mm L≤125
b₂) DESDE LONGITUDES DE 125 mm HASTA 200 mm 125>L≤200
b₃) DESDE LONGITUDES DE 200 mm L>200

TORNILLO

<div>DIN 933 (ISO 4017) (Excepto M10, M12,M14 y M22)</div>		<div>TORNILLO HEXAGONAL Métrico Hexagon Bolt (Full Thread) Vis à tête hexagonale entièrement filetée</div>		<div>12.9</div> <div></div>					
Medida	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
Paso	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5	2,5
k	4	5,5	7	8	9	10	12	13	14
s	10	13	17	19	22	24	27	30	32

Anexo F

Fuente: Todostok



Métrico Rosca Izquierda				
	Paso	s	m	ESTU- CHADO
M 6	1	10	5	1000
M 8	1,25	13	6,5	500
M 10	1,5	17	8	250
M 12	1,75	19	10	200
M 14	2	22	11	150
M 16	2	24	13	100
M 18	2,5	27	15	50
M 20	2,5	30	16	50
M 22	2,5	32	18	50
M 24	3	36	19	25
M 27	3	41	22	25
M 30	3,5	46	24	20
M 33	3,5	50	26	15
M 36	4	55	29	10
M 39	4	60	31	10
M 42	4,5	65	34	5
M 45	4,5	70	36	5
M 48	5	75	38	5
M 52	5	80	42	
M 56	5,5	85	45	
M 64	6	95	51	

Anexo G

Fuente: Tectake



Descripción

Esta máquina hidráulica de doblado de tubos de Tec Take es una es una herramienta indispensable en el campo de la calefacción, la instalación de tuberías y el de los vehículos automotrices. Gracias a sus seis adaptadores de doblado esta máquina es universal. La máquina permite ejercer una presión de hasta 12 toneladas y se puede usar por ello con diferentes materiales y tamaños estando pensado para diámetros de tubo de aprox. 1,3 hasta 5,1 cm. Estos se pueden doblar hasta 90°. ¡Llévate esta máquina de doblado tan efectiva a casa!

- ✓ Construcción maciza
- ✓ Dobla tubos hasta 90°
- ✓ Ejerce presión de hasta 12 toneladas
- ✓ Ideal para la construcción de sistemas de tuberías
- ✓ Pensado para diámetros de tubo desde aprox. 21,3 mm hasta 60,3 mm

Detalles

Detalles técnicos:

- ✓ Medidas: (largoxanchoxalto): 60x16x54 cm
- ✓ Palanca: aprox. 50 cm
- ✓ Presión máxima: 12 Toneladas
- ✓ Peso total: aprox. 43 kg
- ✓ Material: Acero

6 adaptadores:

- ✓ ½" - DN15 - Ø 21,3 mm
- ✓ ¾" - DN20 - Ø 26,9 mm
- ✓ 1" - DN25 - Ø 33,7 mm
- ✓ 1¼" - DN32 - Ø 42,4 mm
- ✓ 1½" - DN40 - Ø 48,3 mm
- ✓ 2" - DN50 - Ø 60,3 mm

EAN: 4260182879931

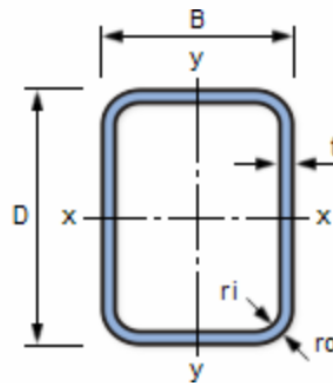
Referencia: 401157

Color: rojo

Fabricante: tectake

Anexo H

Fuente: TATA Steels



Tolerances

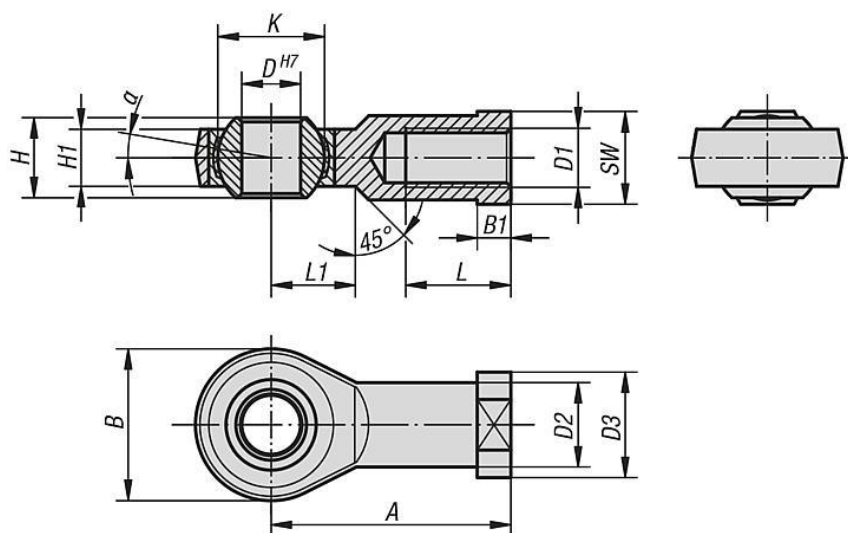
The tolerances on dimensions are established in accordance with EN 10219-1&2

Characteristics		Tolerances	
Outside dimensions of side		(H,B<100mm)	±1% with a min of ±0.5mm
H : Longest side		(100mm≤H,B≤200mm)	±0.8%
B : Shortest side		(200mm<H,B)	±0.6%
Wall thickness(T)		(T≤5mm)	±10%
		(5mm<T)	±0.50mm
Concavity / Convexity		MAX 0.8% with a min of 0.5mm	
Squareness of sides		90°±1°	
External corner radius		(T≤6mm)	1.6T≤R≤2.4T
		(6mm<T≤10mm)	2.0T≤R≤3.0T
		(10mm<T)	2.4T≤R≤3.6T
Twist		2mm + 0.5mm/m in length	
Straightness		0.15% in total length	
Mass		±6% in individual lengths	
Length	Approximate	0, +50mm	
	Exact	L<6,000mm	0, +5mm
		6,000mm≤L≤10,000mm	0, +15mm
		10,000mm<L	0, +5mm+1mm/m

NOTE

Anexo I

Fuente: Norelem



Referencia rosca cuadrada	Referencia rosca a la izquierda	D	D1	D2	D3	A	B	B1	H	H1	K	L	L1	SW	α	Capacidades de carga dinámicas kN	Capacidades de carga estáticas kN	Filtro
27628-05	27628-051	5	M5	9	11	27	18	4	8	6	11,11	10	10	9	13°	7,5	8	
27628-06	27628-061	6	M6	10	13	30	20	5	9	6,75	12,7	12	10	11	13°	9,3	8,9	
27628-08	27628-081	8	M8	12,5	16	36	24	5	12	9	15,87	16	12	13	13°	16,7	14,1	
27628-10	27628-101	10	M10	15	19	43	28	6,5	14	10,5	19,05	20	15	17	13°	23,4	19,3	
27628-10125	27628-101251	10	M10x1,25	15	19	43	28	6,5	14	10,5	19,05	20	15	17	13°	23,4	19,3	
27628-12	27628-121	12	M12	17,5	22	50	32	6,5	16	12	22,22	22	16	19	13°	32	23,5	
27628-12125	27628-121251	12	M12x1,25	17,5	22	50	32	6,5	16	12	22,22	22	16	19	13°	32	23,5	
27628-16	27628-161	16	M16	22	27	64	42	8	21	15	28,57	28	22	22	15°	52,7	32	
27628-1615	27628-16151	16	M16x1,5	22	27	64	42	8	21	15	28,57	28	22	22	15°	52,7	32	
27628-20	27628-201	20	M20x1,5	27,5	34	77	50	10	25	18	34,92	33	26	32	15°	78,1	43,8	
27628-22	27628-221	22	M22x1,5	30	37	84	54	12	28	20	38,1	37	26	32	15°	97,2	52,6	

Anexo J

Fuente: SKF



Generado desde [sitio] el [fecha]



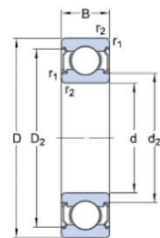
628/6-2Z

Rodamientos rígidos de bolas

Datos de los rodamientos
Tolerancias,
Normal (métrica), P6, P5, Normal (en pulgadas),
Juego radial interno,
Pares de rodamientos apareados,
Acero inoxidable d < 10 mm, Otros rodamientos

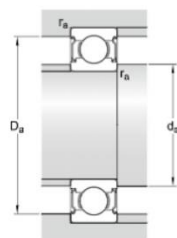
Interfaces del rodamiento
Tolerancias de los asientos
para condiciones estándares,
Tolerancias y ajustes resultantes

Especificación técnica



DIMENSIONES

d	6 mm
D	13 mm
B	5 mm
d ₂	≈ 7.4 mm
D ₂	≈ 11.7 mm
r _{1,2}	min. 0.15 mm



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d _a	min. 6.8 mm
d _a	max. 7.2 mm
D _a	max. 12.2 mm
r _a	max. 0.1 mm



Página [página] de 4





Generado desde {sitio} el {fecha}

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	0.88 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	0.35 kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.015 kN
Velocidad de referencia		110000 r/min
Velocidad límite		53000 r/min
Factor de cálculo	k_r	0.015
Factor de cálculo	f_0	7

MASA

Rodamiento de masa		0.0025 kg
--------------------	--	-----------



Página [página] de 4

Anexo K

Fuente: Rotax-kart

FICHE D'HOMOLOGATION / HOMOLOGATION FORM		Homologation N° 050-TO-52
	COMMISSION INTERNATIONALE DE KARTING - FIA 	
PNEUMATIQUE / TYRE 5" SLICK OPTION		
Constructeur / Manufacturer	Reifenwerk Heidenau GmbH&Co.KG	
Marque / Make	MOJO	
Modèle / Model	D2XX 4.5/10.0-5	
Catégorie / Category	Group 1 & 2	
Durée de l'homologation / Validity of the Homologation	3 ans / 3 years	
Nombre de pages / Number of pages	4	
La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du pneumatique au moment de l'homologation CIK-FIA.		<i>This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the tyre at the moment of the CIK-FIA homologation.</i>
		
Photo du pneu monté sur la jante / Photo of the tyre fitted to the rim		Dessin de la bande de roulement / Tread design drawing
Signature et tampon de l'ASN / Signature and stamp of the ASN		Signature et tampon de la CIK-FIA / Signature and stamp of the CIK-FIA
		

Homologation N°

050-TO-52

Descriptions Techniques	Technical Descriptions
Sous une température de 23°C +/-2°C, avec une humidité de 50% +/-5%	At a temperature of 23°C +/-2°C and with a humidity of 50% +/-5%

Pt	Descriptions / Descriptions	Valeurs / Value		Tolérances / Tolerances	
1	Dimensions / Dimensions	4.5/10.0-5		--	
2	Désignation du mélange / Tread compound designation	D2XX		--	
3	Pression de service / Service pressure	0.65 bar		+/- 0.3 bar	
4	Pression de gonflage / Inflation pressure	4.0 bar		max.	
5	Capacité de charge / Load capacity	80 kg		max.	
6	Vitesse maximale / Maximum speed	180 km/h			
7	Rigidité latérale et verticale (sous charge de 40 kg) / Lateral and vertical stiffness (under 40 kg load)	V: 1.0 mm L: 13.0 mm		L: +/-1 V: +/-2	
8					
9	Profondeur du profil / Depth of tread	3.5 mm		+/- 0.5 mm	
10	Poids en grammes / Weight in grams	1115		+/- 10%	
11	Nombre de plis / Numbers of plies	2		--	
12	Épaisseur de la bande de roulement / Tread thickness	4.5 mm		+/- 1.0 mm	
13	Nombre d'indicateurs d'usure du pneu / Number of tread wear indicators	8		--	
14	Matériau de la carcasse / Carcass material	Polyester		--	
15	Angle de tissage de la toile du pneu / Angle of tyre canvas	30°		+/- 3°	
16	Type de fil de tissage (selon ISO) / Canvas thread type (according to ISO)	1100		--	
17	Pneu tubeless / Tubeless tyre	Yes		--	
18	Dureté superficielle de la bande de roulement (ISO 48:2018 – 2 échantillons de 2 mm d'épaisseur) / Superficial tread hardness (ISO 48:2010 – 2 samples of 2 mm thickness)	54.4		+/- 5 DIDC - IRHD	
19	Contrainte-déformation en traction (ISO 37:2017 – éprouvette type 3) / Tensile stress-strain (ISO 37:2017 – type 3 sample)	à / at 100%	à / at 300%	à / at 100%	à / at 300%
		2.0	7.7	+/- 0.5 MPa	+/- 0.8 MPa

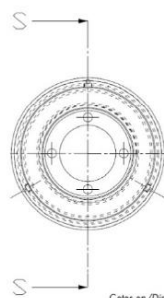
Homologation N°

050-TO-52

Dessin	Drawing
--------	---------

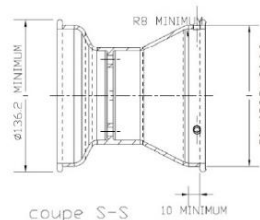
Dessin du pneu en section transversale et dimensions du pneu monté sur une jante / Drawing of tyre cross section and dimensions of the tyre fitted to a rim	Dimensions / Dimensions	Tolérances / Tolerances
	Ø 259 mm	+/- 5.0 mm
	Ø 126.2 mm*	+0/-1.0 mm
	132 mm	+/- 3.0 mm
	80 mm	+/- 3.0 mm
	120 mm	+/- 2.0 mm
*Dimension selon Dessin Technique N° 4 jante 5" standardisée / Dimension according to Technical Drawing N° 4 standardised 5" rim		

DESSIN TECHNIQUE N°4
Jante 5"



Cotes en/Dimensions in mm

TECHNICAL DRAWING No. 4
5" Rim



Anexo L

Fuente: Rotax-kart

FICHE D'HOMOLOGATION / HOMOLOGATION FORM		Homologation N° 050-TO-25
	COMMISSION INTERNATIONALE DE KARTING - FIA	
PNEUMATIQUE / TYRE 5" SLICK OPTION		
Constructeur / Manufacturer	Reifenwerk Heidenau GmbH & Co. KG	
Marque / Make	MOJO	
Modèle / Model	D2XX 7.1/11.0-5	
Catégorie / Category	Group 1 & 2	
Durée de l'homologation / Validity of the Homologation	3 ans / 3 years	
Nombre de pages / Number of pages	4	
La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du pneumatique au moment de l'homologation CIK-FIA.		<i>This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the tyre at the moment of the CIK-FIA homologation.</i>
		
Photo du pneu monté sur la jante / Photo of the tyre fitted to the rim	Dessin de la bande de roulement / Tread design drawing	
Signature et tampon de l'ASN / Signature and stamp of the ASN	Signature et tampon de la CIK-FIA / Signature and stamp of the CIK-FIA	
		

Homologation N°

050-TO-25

Descriptions Techniques	Technical Descriptions
Sous une température de 23°C +/-2°C, avec une humidité de 50% +/-5%	At a temperature of 23°C +/-2°C and with a humidity of 50% +/-5%

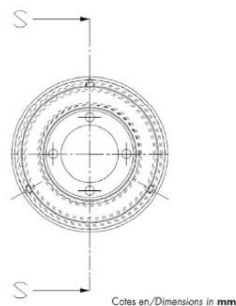
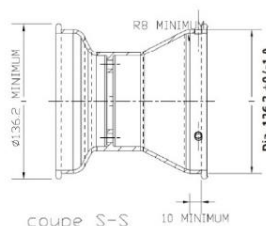
Pt	Descriptions / Descriptions	Valeurs / Value	Tolérances / Tolerances
1	Dimensions / Dimensions	7.1/11.0-5	--
2	Désignation du mélange / Tread compound designation	D2XX	--
3	Pression de service / Service pressure	0.65 bar	+/- 0.3 bar
4	Pression de gonflage / Inflation pressure	4.0 bar	max.
5	Capacité de charge / Load capacity	100 kg	max.
6	Vitesse maximale / Maximum speed	180 km/h	
7	Rigidité latérale et verticale (sous charge de 40 kg) / Lateral and vertical stiffness (under 40 kg load)	V: 1.0 mm L: 12.0 mm	L: +/-1 V: +/-2
8			
9	Profondeur du profil / Depth of tread	3.5 mm	+/- 0.5 mm
10	Poids en grammes / Weight in grams	1500	+/- 10%
11	Nombre de plis / Numbers of plies	2	--
12	Épaisseur de la bande de roulement / Tread thickness	4.5 mm	+/- 1.0 mm
13	Nombre d'indicateurs d'usure du pneu / Number of tread wear indicators	8	--
14	Matériau de la carcasse / Carcass material	Polyester	--
15	Angle de tissage de la toile du pneu / Angle of tyre canvas	30°	+/- 3°
16	Type de fil de tissage (selon ISO) / Canvas thread type (according to ISO)	1100	--
17	Pneu tubeless / Tubeless tyre	Yes	--
18	Dureté superficielle de la bande de roulement (ISO 48:2018 – 2 échantillons de 2 mm d'épaisseur) / Superficial tread hardness (ISO 48:2010 – 2 samples of 2 mm thickness)	51.2	+/- 5 DIDC - IRHD
19	Contrainte-déformation en traction (ISO 37:2017 – éprouvette type 3) / Tensile stress-strain (ISO 37:2017 – type 3 sample)	à / at 100% 1.8	à / at 300% 7.0
		à / at 100% +/- 0.5 MPa	à / at 300% +/- 0.8 MPa

Homologation N°

050-TO-25

Dessin	Drawing
--------	---------

Dessin du pneu en section transversale et dimensions du pneu monté sur une jante / Drawing of tyre cross section and dimensions of the tyre fitted to a rim	Dimensions / Dimensions	Tolérances / Tolerances
	Ø 275 mm	+/- 5.0 mm
	Ø 126.2 mm*	+0/-1.0 mm
	209 mm	+/- 3.0 mm
	135 mm	+/- 3.0 mm
	200 mm	+/- 2.0 mm
*Dimension selon Dessin Technique N° 4 jante 5" standardisée / Dimension according to Technical Drawing N° 4 standardised 5" rim		

 DESSIN TECHNIQUE N°4
 Jante 5"

 TECHNICAL DRAWING No. 4
 5" Rim


Anexo M

Fuente: Schaeffler

SCHAEFFLER

Soportes RATRY30-XL (Serie RATRY)

soportes-bridá de tres agujeros, de chapa de acero, con tornillos prisioneros en el anillo interior, obturación P



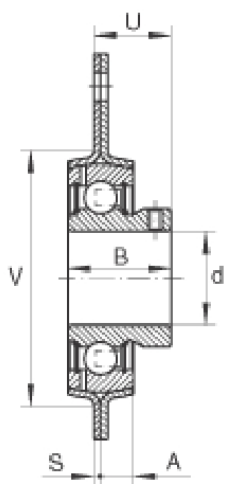
Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga del producto seleccionado. Tenga en cuenta, sin falta, todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo el apartado "Descripción" del menú. Además puede solicitar amplio material de información a través de la Solicitud de catálogos (https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/news_media/index.jsp) o por teléfono +49 91 32 82 - 28 97.

d	30 mm
H	112,7 mm
B	30 mm
A	8,7 mm
H ₁	38,1 mm
H ₂	93 mm
J	90,5 mm
N	10,5 mm
S ₁	2,5 mm
U	23,5 mm
V	71 mm

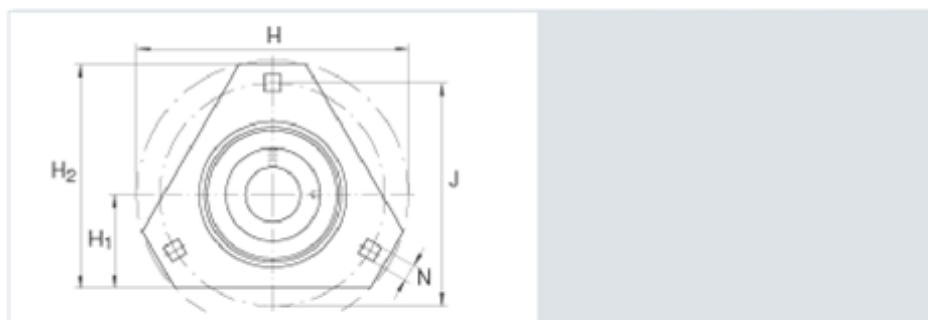
1

SCHAEFFLER

m	0,41 kg	Peso
C _{0r} G	5000 N	Capacidad de carga del soporte, radial
C _r	20700 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C _{0r}	11300 N	Capacidad de carga estática, radial
	FLAN62-MSTR (2 X)	Denominación del soporte
	AY30-XL-NPP-B	Denominación del rodamiento



SCHAEFFLER



Anexo N

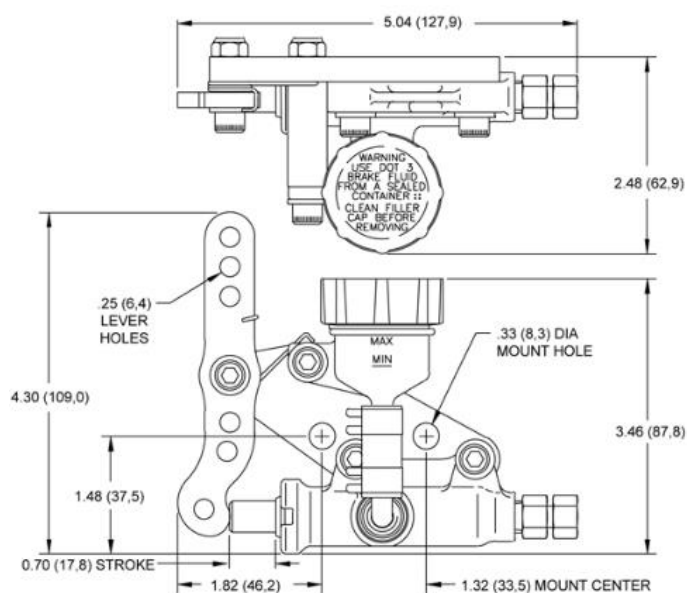
Fuente: Wilwood

Kart Master Cylinder - Product Summary

This super lightweight (only .55 pounds) 1/2" bore aluminum master cylinder designed specifically for Kart and Jr. Dragster racing applications incorporates an adjustable lever ratio with a remote mount clear fluid reservoir for easy monitoring. The assembly comes ready to install and includes billet bracket, lockwired drilled hardware and fluid line fitting. The unit is best utilized in conjunction with Wilwood's Kart / Jr. Dragster caliper.



Master Cylinder Dimensions	
Bore Size	1/2"
Area (in²)	0.180
Stroke	0.70
Volume (cu in)	0.12
Master Cylinder Description	
Type	Single Outlet
Outlets	1
Material	Aluminum / Plastic
Finish	Blue Anodize
Reservoir	
Res Type	Remote
Res Size (oz)	.4
Res Size(cu in)	.7
Rate	
UPC Number	
UPC	889545067729



Additional Dimensions	
Overall Length(in)	5.04"
Flange to End Length (in)	
Inlet Size (in)	
Inlet Fit (in)	1/4" Hose
Outlet Size 1 (in)	1/8-27 NPT
Outlet Fit 1 (in)	3/16 Compression
Outlet Size 2 (in)	
Outlet Fit 2 (in)	

Anexo O

Fuente: Wilwood



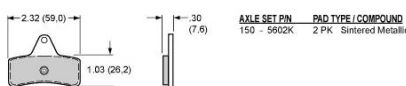
KART / JR. DRAGSTER CALIPER

Caliper Highlights:

Wilwood's Kart / Jr. Dragster Caliper has been designed specifically for racing. A unique self retracting and adjusting piston system has been incorporated into this caliper which enables the piston to retract as the brake line pressure is reduced. The caliper can be mounted on either side of the vehicle and comes in three rotor widths to accommodate most applications. Weighing a meager 1.2 pounds, the caliper's lightweight billet design includes high performance, high friction brake pads. Additional features include deep cup stainless steel piston for reduced heat transfer, cotter pin, pad retainer, internal fluid passage and blue anodized finish. A specifically designed master cylinder is also available for use with this caliper.



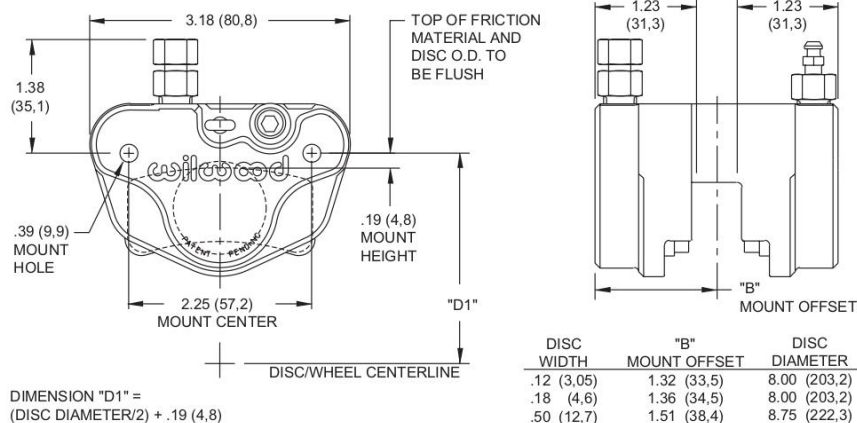
GO-KART CALIPER, TYPE 4308 PAD DIMENSIONS AND ORDERING INFORMATION:



ORDERING INFORMATION:

BORE SIZE	DISC WIDTH	PART NUMBER
1.00" 25,4 mm	.12" 3,0 mm	120-5498
1.00" 25,4 mm	.18" 4,6 mm	120-5750
1.00" 25,4 mm	.50" 12,7 mm	120-5499

KART / JR. DRAGSTER CALIPER, MOUNTING DIMENSIONS:



ORDERING INFORMATION: USER SERVICEABLE COMPONENTS:

ASSEMBLY	INBOARD BODY	OUTBOARD BODY	PISTON	BRAKE PAD KIT (2 PACK)	REBUILD KIT*
120-5498	110-5477	110-5478	200-5474 (1.00")	150-5602K	220-5766
120-5499	110-5477	110-5497	200-5474 (1.00")	150-5602K	220-5766
120-5750	110-5477	110-5749	200-5474 (1.00")	150-5602K	220-5766

*INCLUDES FITTINGS, RUBBER COMPONENTS AND PAD RETAINERS

4700 Calle Bolero • Camarillo, CA 93012

Sales: 805 / 388-1188 • Fax: 805 / 388-4938 • www.wilwood.com

62B (12/00)



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO DE FINAL DE GRADO

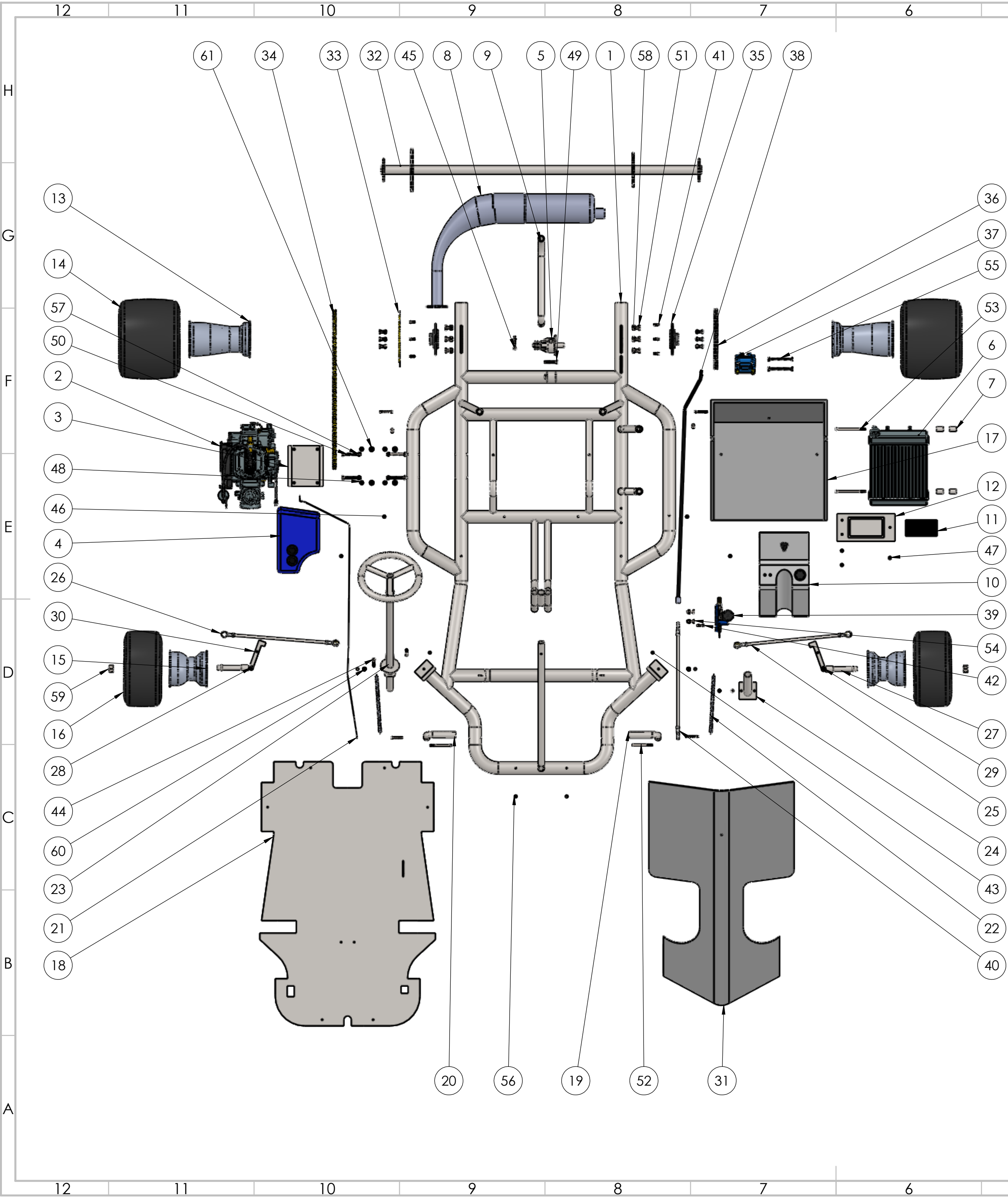
Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UN KART



Planos

Autor:	Kevin Jubany Ruiz
Directora:	María de la Vega Pérez Gracia
Convocatoria:	Junio 2020



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Chasis	1
2	Motor IAME X30	1
3	Soporte motor	1
4	Filtro de aire	1
5	Bomba de agua	1
6	Radiador	1
7	Espaciador radiador	4
8	Tubo escape	1
9	Soporte escape	1
10	Depósito gasolina	1
11	Batería	1
12	Soporte batería	1
13	Llanta trasera	2
14	Neumático trasero	2
15	Llanta delantera	2
16	Neumático delantero	2
17	Asiento	1
18	Plancha	1
19	Pedal freno	1
20	Pedal acelerador	1
21	Cable acelerador	1
22	Muelle pedal	2
23	Volante y columna de dirección	1
24	Soporte inferior dirección	1
25	Bieleta de dirección	2
26	Rótula	6
27	Mangueta izquierda	1
28	Rodamiento 6x13x5mm	4
29	Espaciador mangueta	4
30	Mangueta derecha	1
31	Componente aerodinámico	1
32	Eje trasero	1
33	Corona	1
34	Cadena	1
35	Rodamiento RATRY30-XL	2

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
36	Disco de freno	1
37	Pinza de freno	1
38	Tubo sistema de frenado	1
39	Bomba de freno	1
40	Bieleta de freno	1
41	ISO 4017 - M6 x 15-S	14
42	ISO 4017 - M6 x 20-S	1
43	ISO 4017 - M6 x 25-S	2
44	ISO 4017 - M6 x 35-S	3
45	ISO 4017 - M6 x 40-S	7
46	ISO 4017 - M6 x 50-S	4
47	ISO 4017 - M6 x 60-S	5
48	ISO 4017 - M8 x 20-S	10
49	ISO 4017 - M8 x 40-S	1
50	ISO 4017 - M8 x 60-S	4
51	ISO 4017 - M10 x 20-S	6
52	ISO 4014 - M6 X 70 X 18	2
53	ISO 4014 - M6 X 100 X 18	4
54	DIN 7984 - M8 x 20 - -- 20S	2
55	DIN 7984 - M8 x 80 - -- 80S	2
56	ISO - 4032 - M6 - D - N	42
57	ISO - 4032 - M8 - D - S	15
58	ISO - 4032 - M10 - D - S	6
59	ISO - 4032 - M16 - D - S	2
60	Arandela ISO 7089 - 6	10
61	Arandela ISO 7089 - 8	8

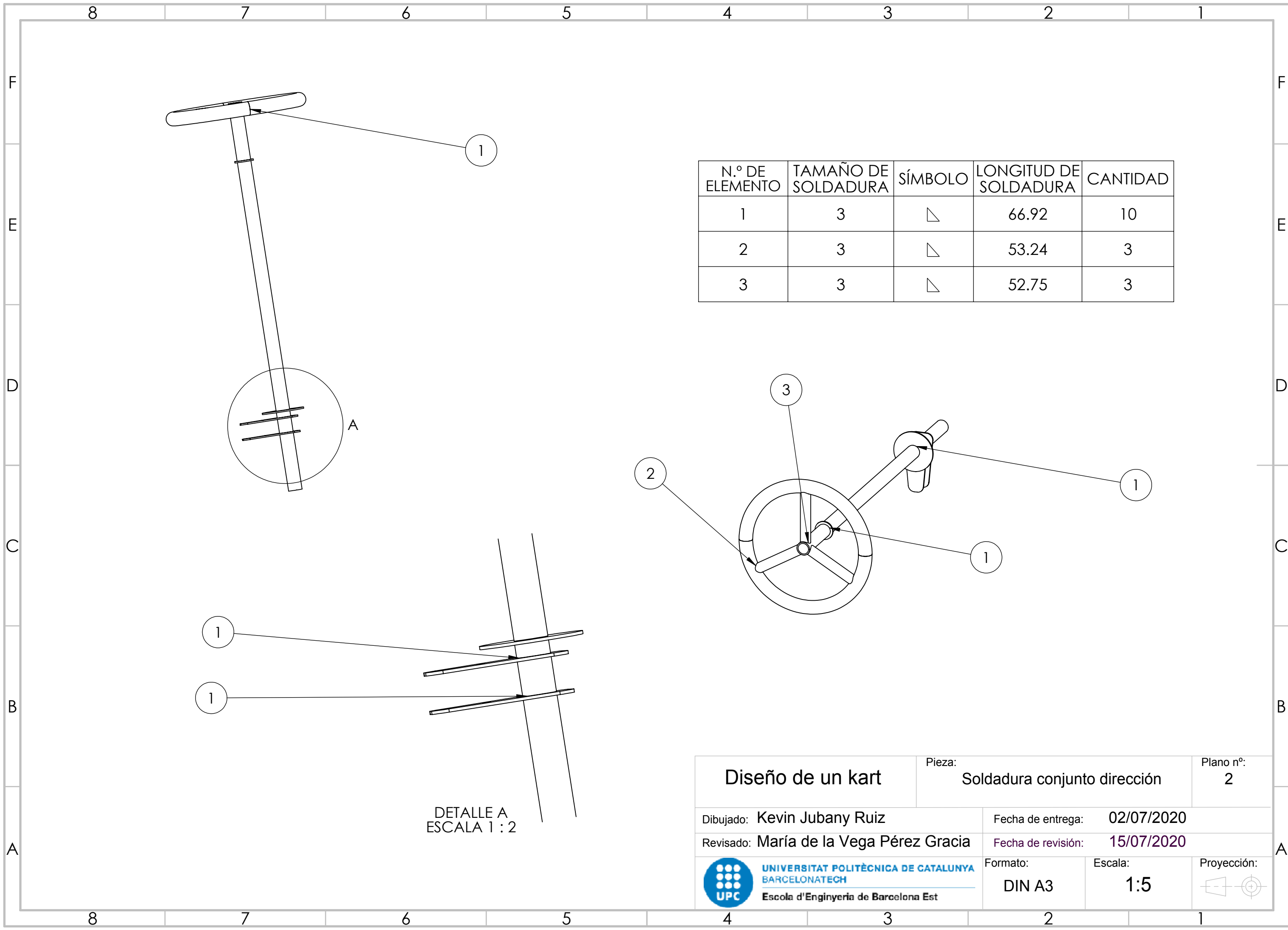
Diseño de un kart

Pieza: Explosionado kart
Plano nº: 1

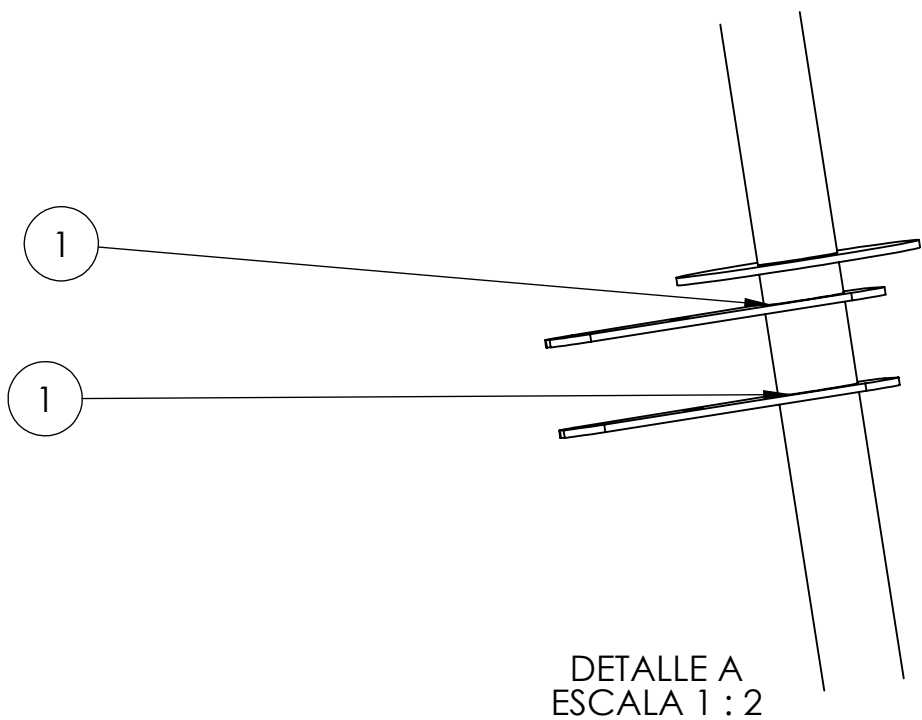
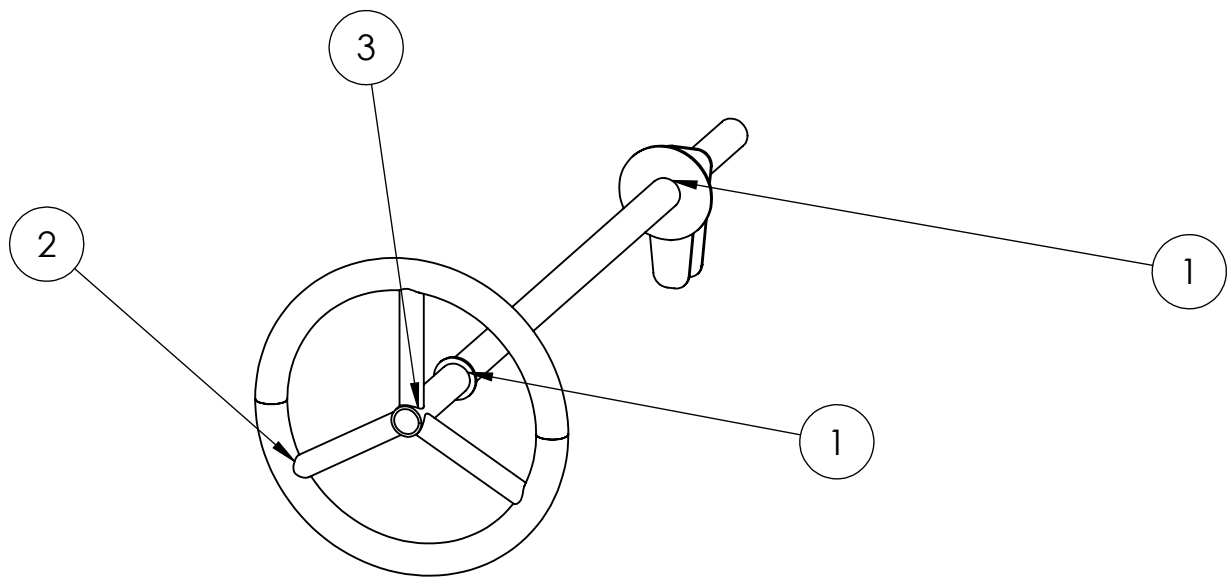
Dibujado: Kevin Jubany Ruiz
Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia
Fecha de revisión: 15/07/2020



Formato: DIN A2
Escala: 1:10
Proyección:

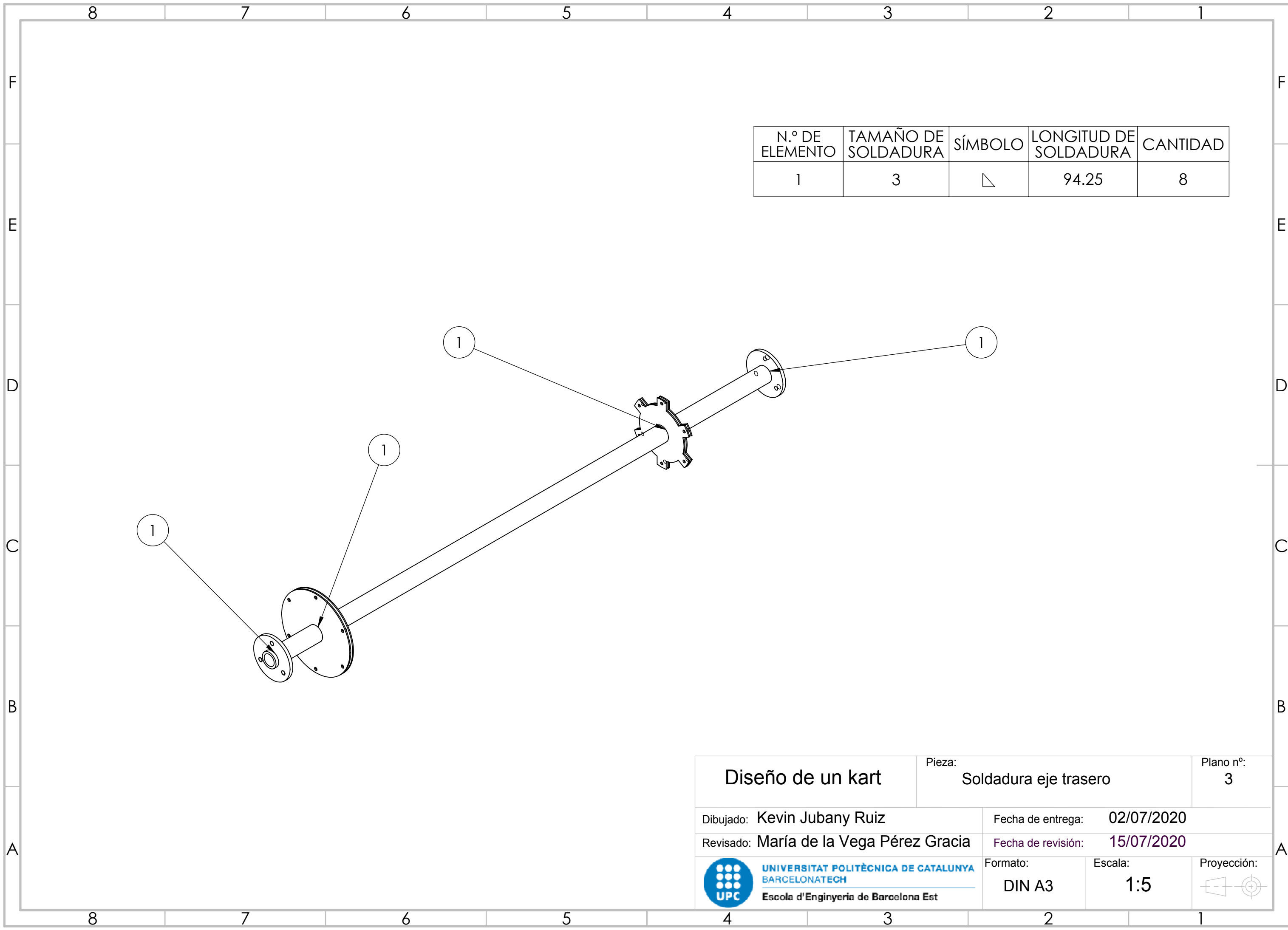


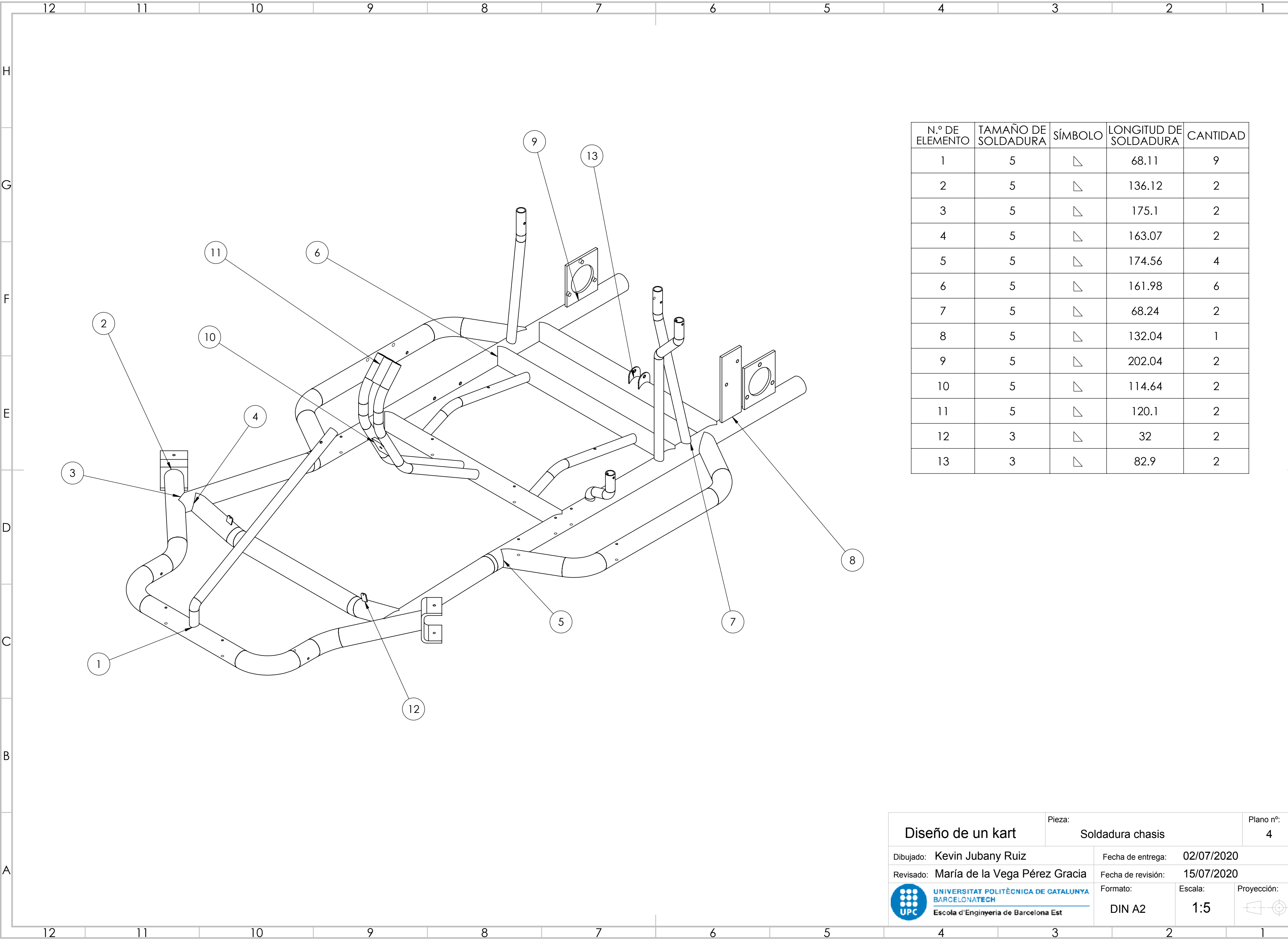
N.º DE ELEMENTO	TAMAÑO DE SOLDADURA	SÍMBOLO	LONGITUD DE SOLDADURA	CANTIDAD
1	3		66.92	10
2	3		53.24	3
3	3		52.75	3




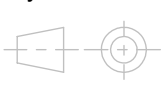
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

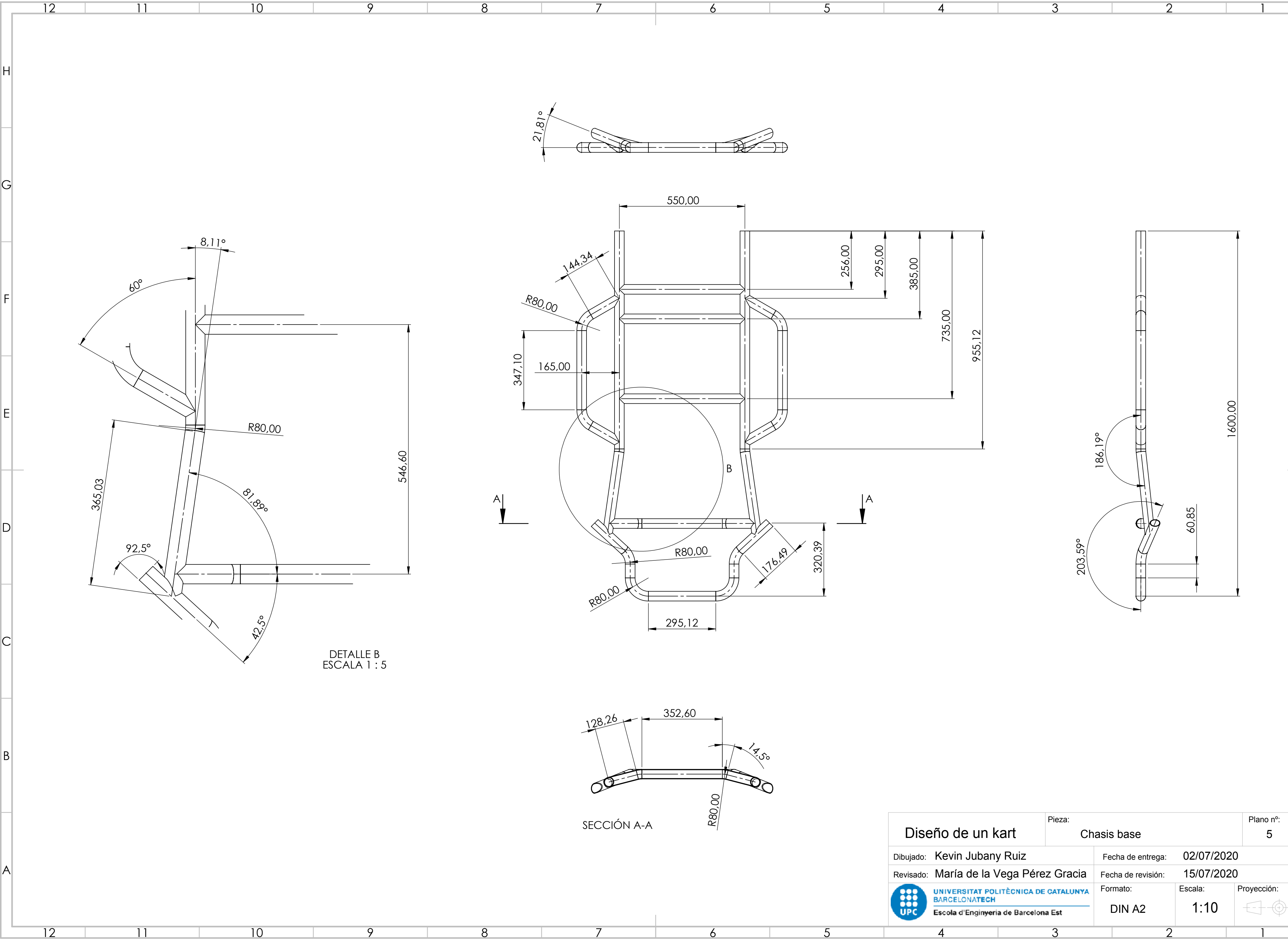
Diseño de un kart		Pieza: Soldadura conjunto dirección		Plano nº: 2
Dibujado: Kevin Jubany Ruiz		Fecha de entrega: 02/07/2020		
Revisado: María de la Vega Pérez Gracia		Fecha de revisión: 15/07/2020		
	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	Formato:	Escala:	Proyección:
		DIN A3	1:5	


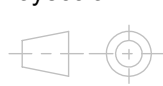






N.º DE ELEMENTO	TAMAÑO DE SOLDADURA	SÍMBOLO	LONGITUD DE SOLDADURA	CANTIDAD
1	5	⚡	68.11	9
2	5	⚡	136.12	2
3	5	⚡	175.1	2
4	5	⚡	163.07	2
5	5	⚡	174.56	4
6	5	⚡	161.98	6
7	5	⚡	68.24	2
8	5	⚡	132.04	1
9	5	⚡	202.04	2
10	5	⚡	114.64	2
11	5	⚡	120.1	2
12	3	⚡	32	2
13	3	⚡	82.9	2

Diseño de un kart		Pieza: Soldadura chasis		Plano nº: 4	
Dibujado: Kevin Jubany Ruiz		Fecha de entrega: 02/07/2020			
Revisado: María de la Vega Pérez Gracia		Fecha de revisión: 15/07/2020			
	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est		Formato:	Escala:	Proyección:
			DIN A2	1:5	



Diseño de un kart		Pieza:	Chasis base		Plano nº:	5
Dibujado: Kevin Jubany Ruiz			Fecha de entrega:		02/07/2020	
Revisado: María de la Vega Pérez Gracia			Fecha de revisión:		15/07/2020	
	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH	Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	Formato:	Escala:	Proyección:	
			DIN A2	1:10		



Diseño de un kart		Pieza:	Chasis completo	Plano nº:	6
Dibujado: Kevin Jubany Ruiz		Fecha de entrega: 02/07/2020			
Revisado: María de la Vega Pérez Gracia		Fecha de revisión: 15/07/2020			
 <p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH</p> <hr/> <p>Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</p>		Formato:	Escala:	Proyección:	
		DIN A2	1:10		

4 3 2 1

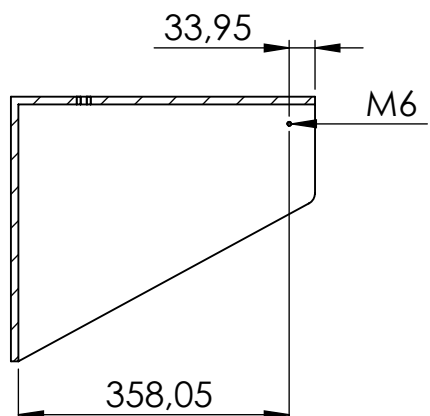
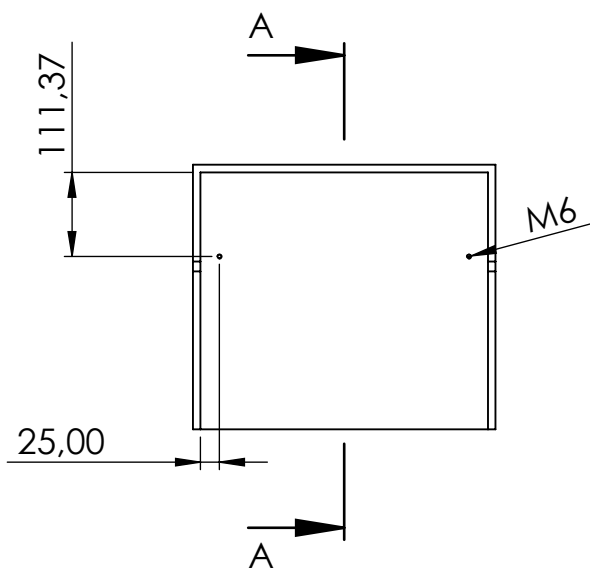
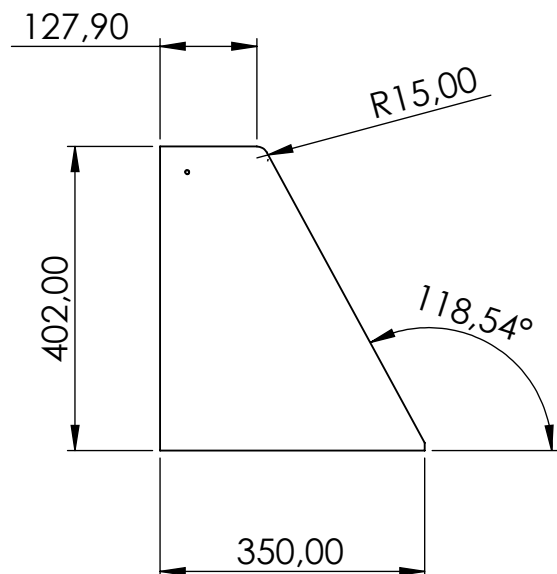
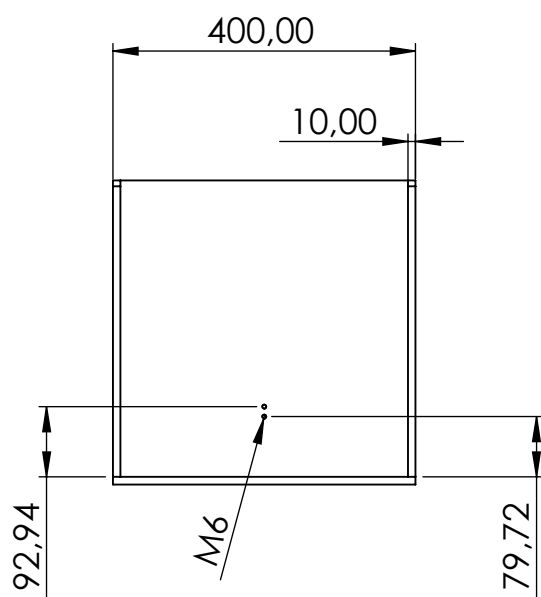
F F

E E

D D

C C

B B



SECCIÓN A-A

Diseño de un kart

Pieza: Asiento

Plano nº: 7

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020

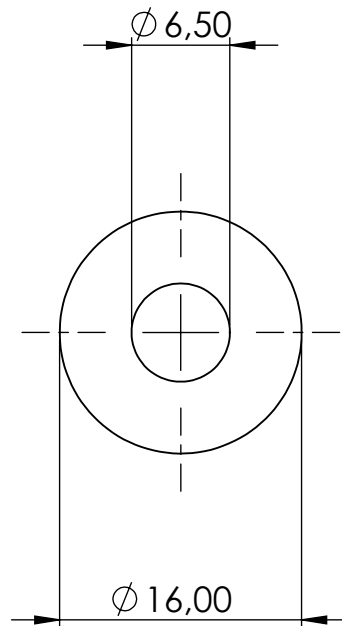


Formato: DIN A4

Escala: 1:10



4 3 2 1



Diseño de un kart

Pieza: Espaciador radiador

Plano nº: 8

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



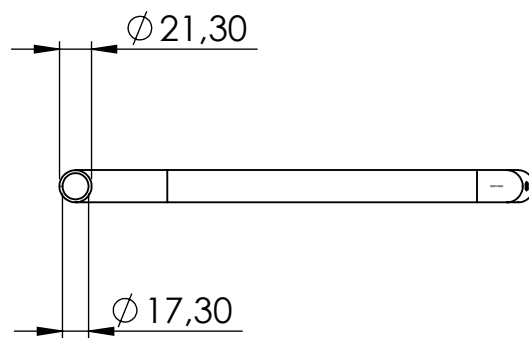
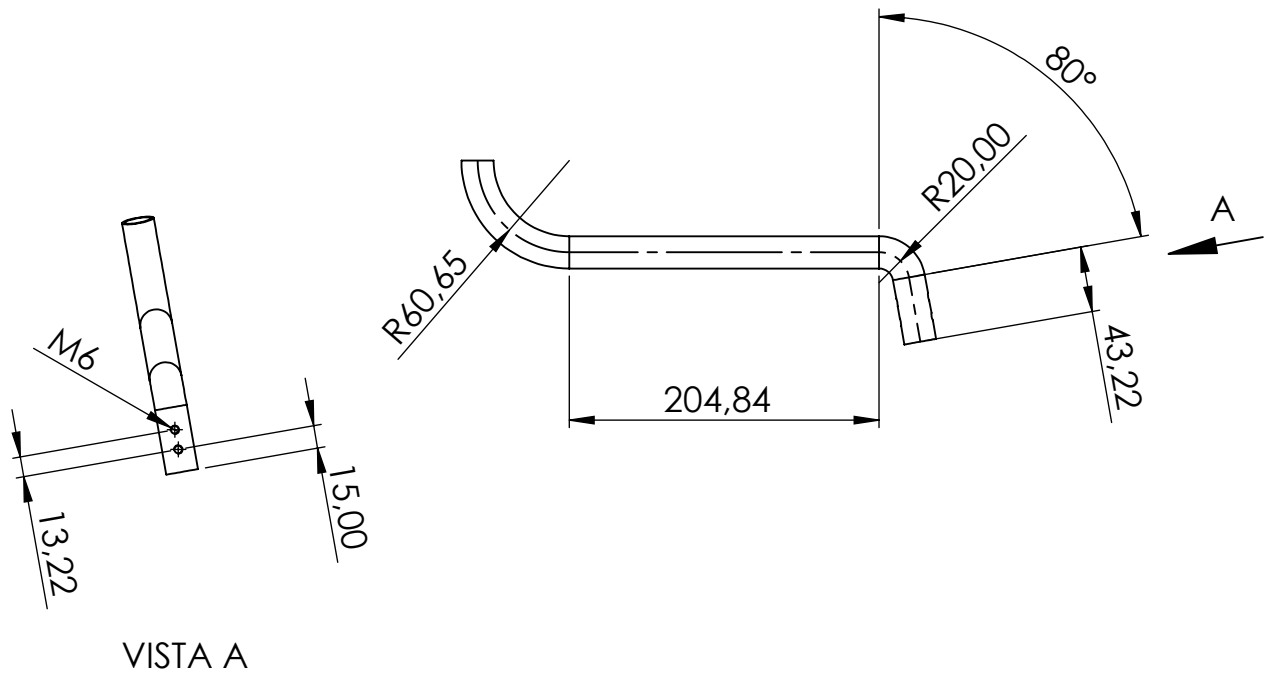
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

Escala:
2:1

Proyección:





Diseño de un kart

Pieza:
Soporte escape

Plano nº:
9

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020

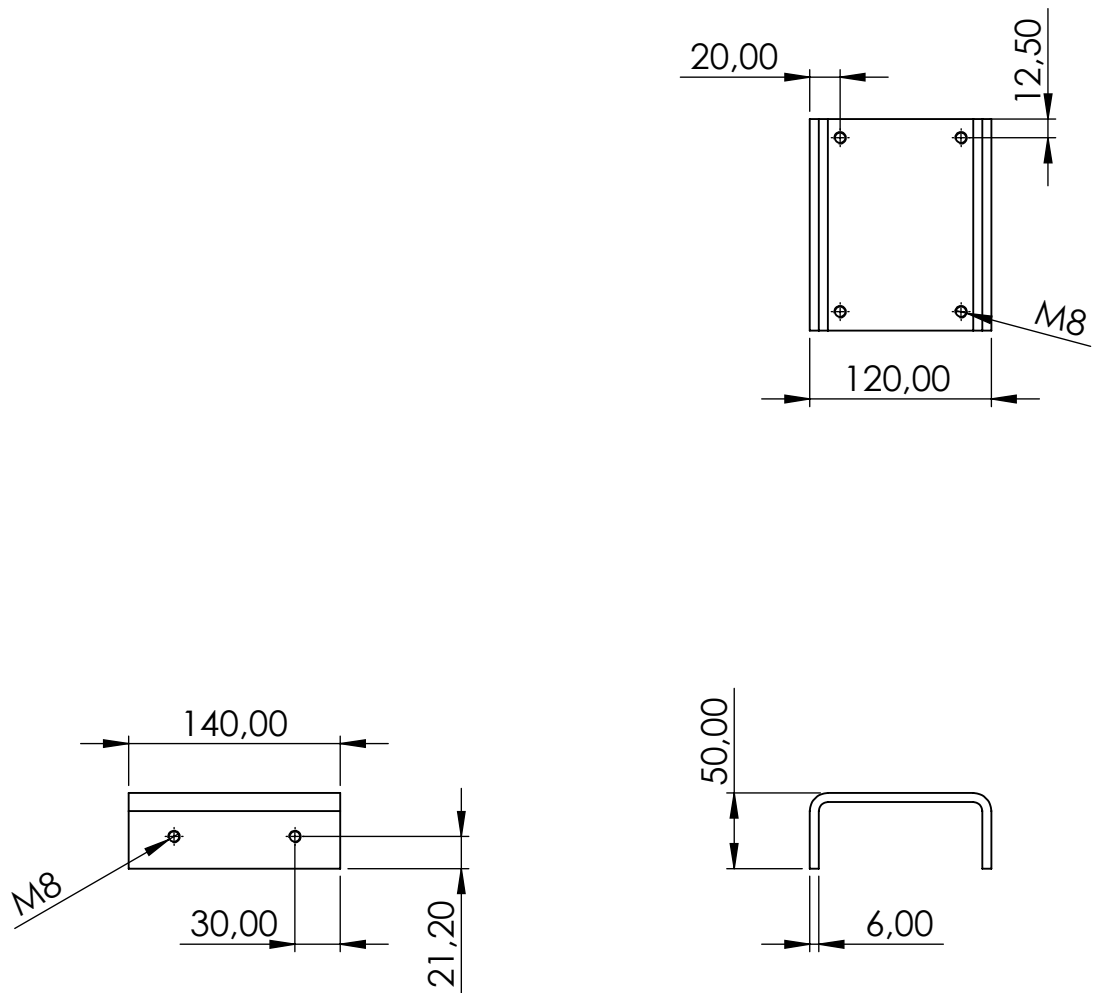


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

Escala:
1:5

Proyección:



Diseño de un kart

Pieza: Soporte motor

Plano nº: 10

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



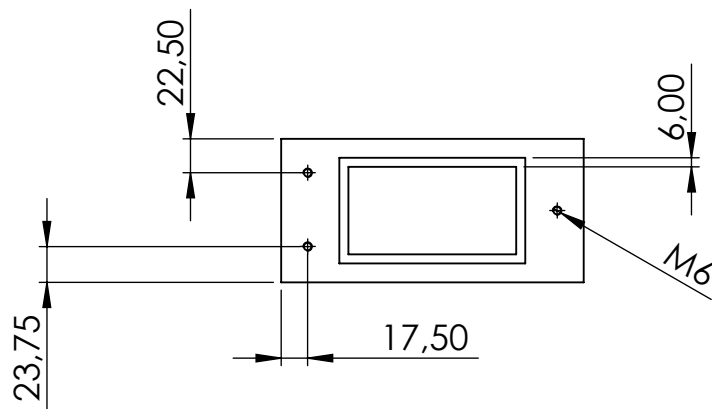
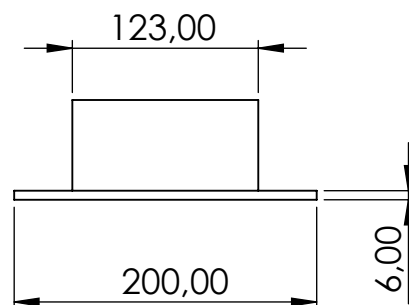
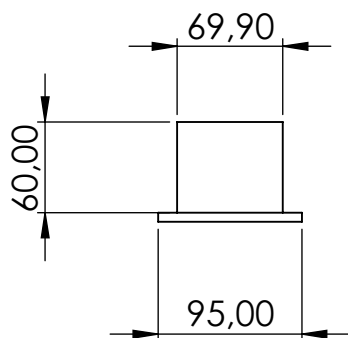
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

Escala:
1:5

Proyección:





Diseño de un kart

Pieza: Soporte batería

Plano nº: 11

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



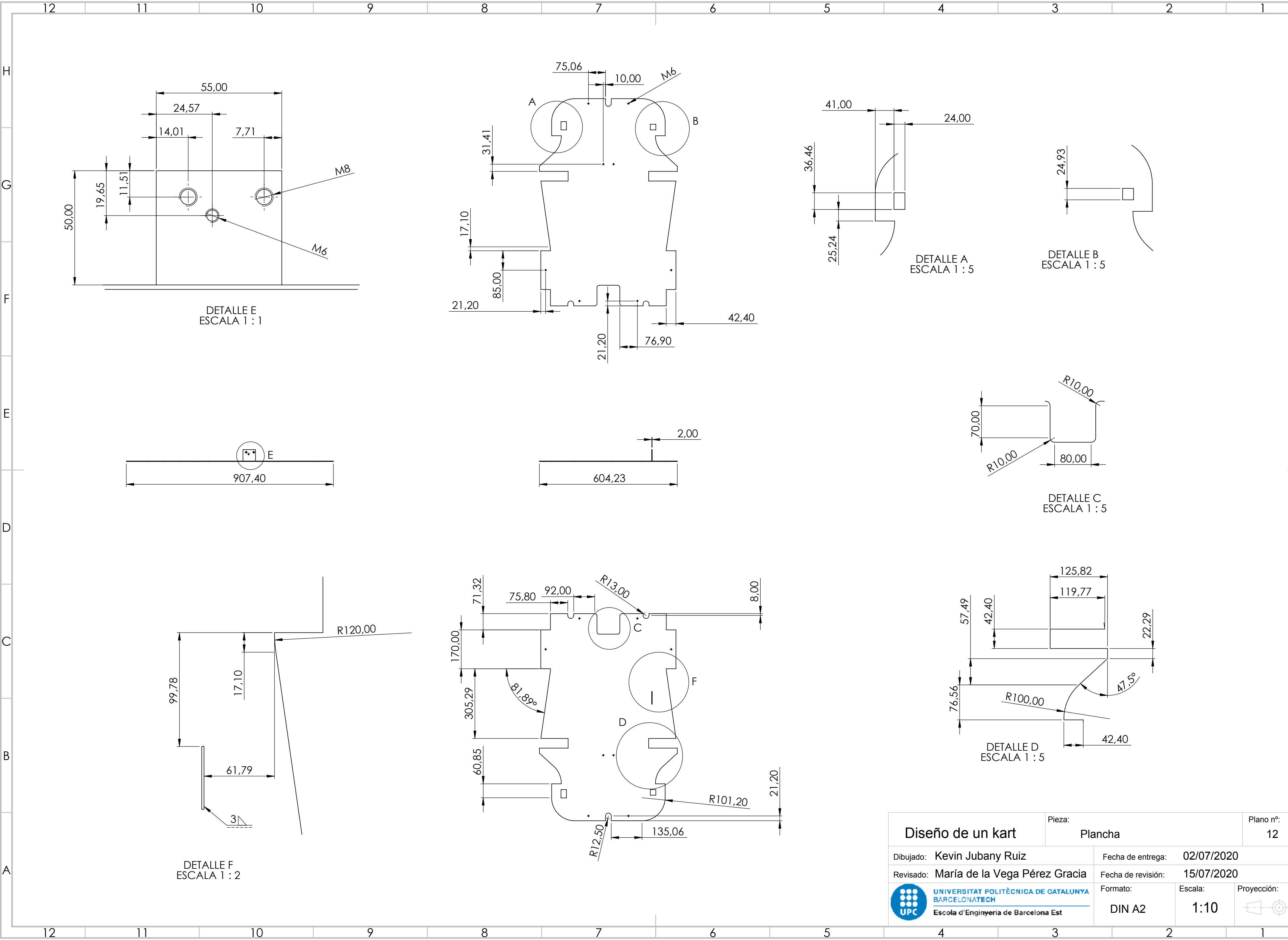
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est


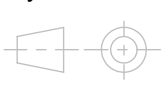
Formato:
DIN A4

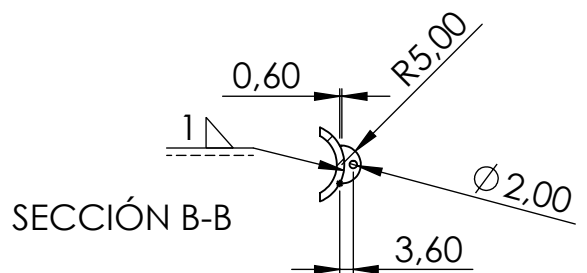
Escala:
1:5



Proyección:

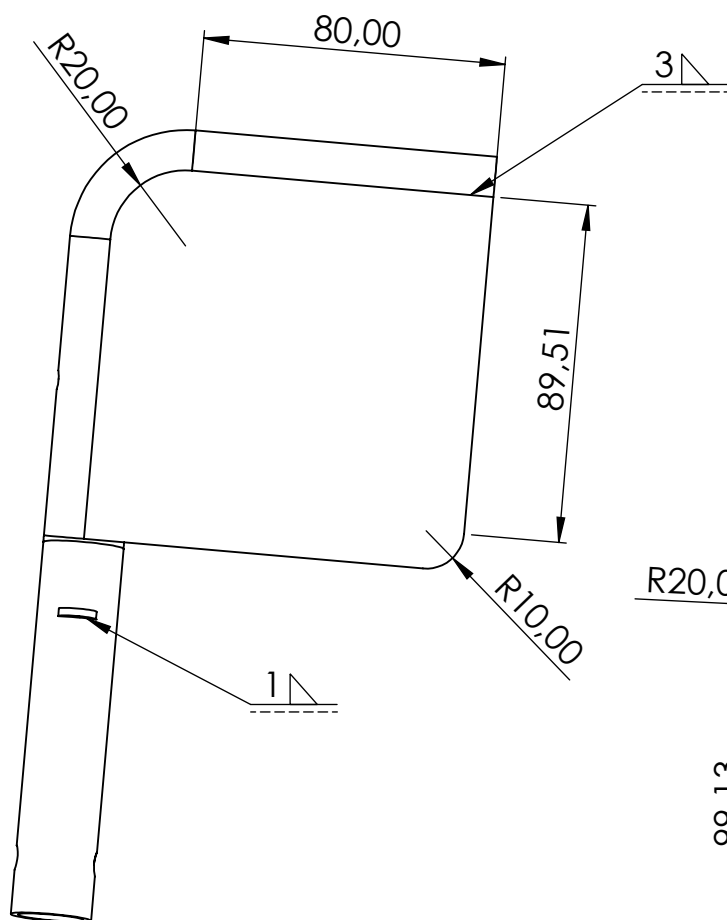




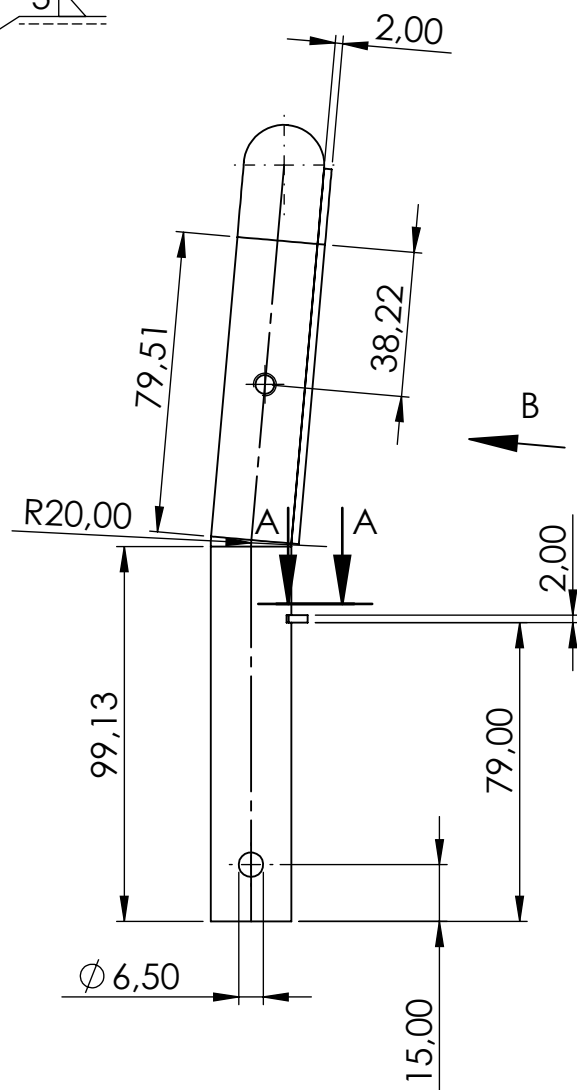
Diseño de un kart		Pieza:	Plancha	Plano n°:	12
Dibujado: Kevin Jubany Ruiz		Fecha de entrega: 02/07/2020			
Revisado: María de la Vega Pérez Gracia		Fecha de revisión: 15/07/2020			
	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	Formato:	Escala:	Proyección:	
		DIN A2	1:10		



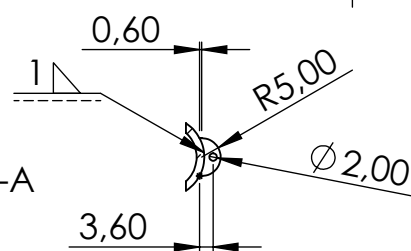
Diseño de un kart		Pieza: Pedal acelerador	Plano nº: 13
Dibujado: Kevin Jubany Ruiz		Fecha de entrega: 02/07/2020	
Revisado: María de la Vega Pérez Gracia		Fecha de revisión: 15/07/2020	
 <p>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH</p> <hr/> <p>Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</p>		Formato: DIN A4	Escala: 1:2
		Proyección: 	



VISTA B



SECCIÓN A-A



Diseño de un kart

Pieza: Pedal freno

Plano nº: 14

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



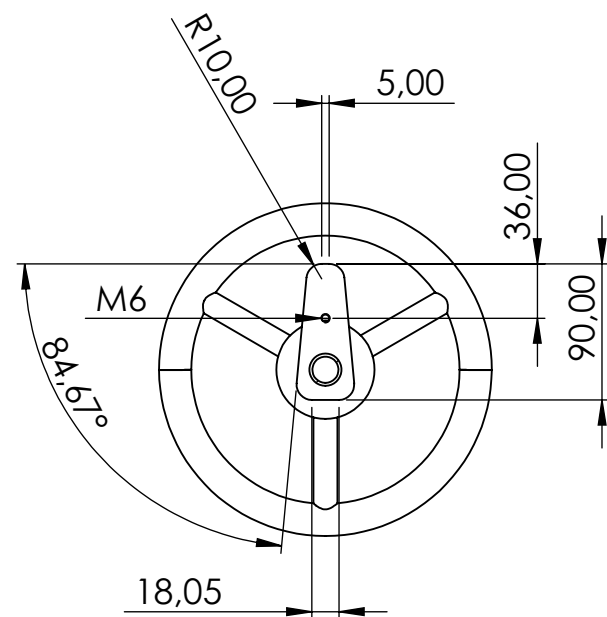
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

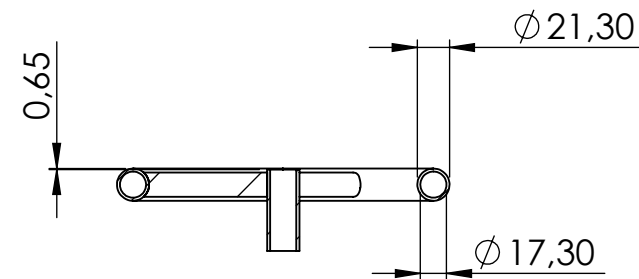
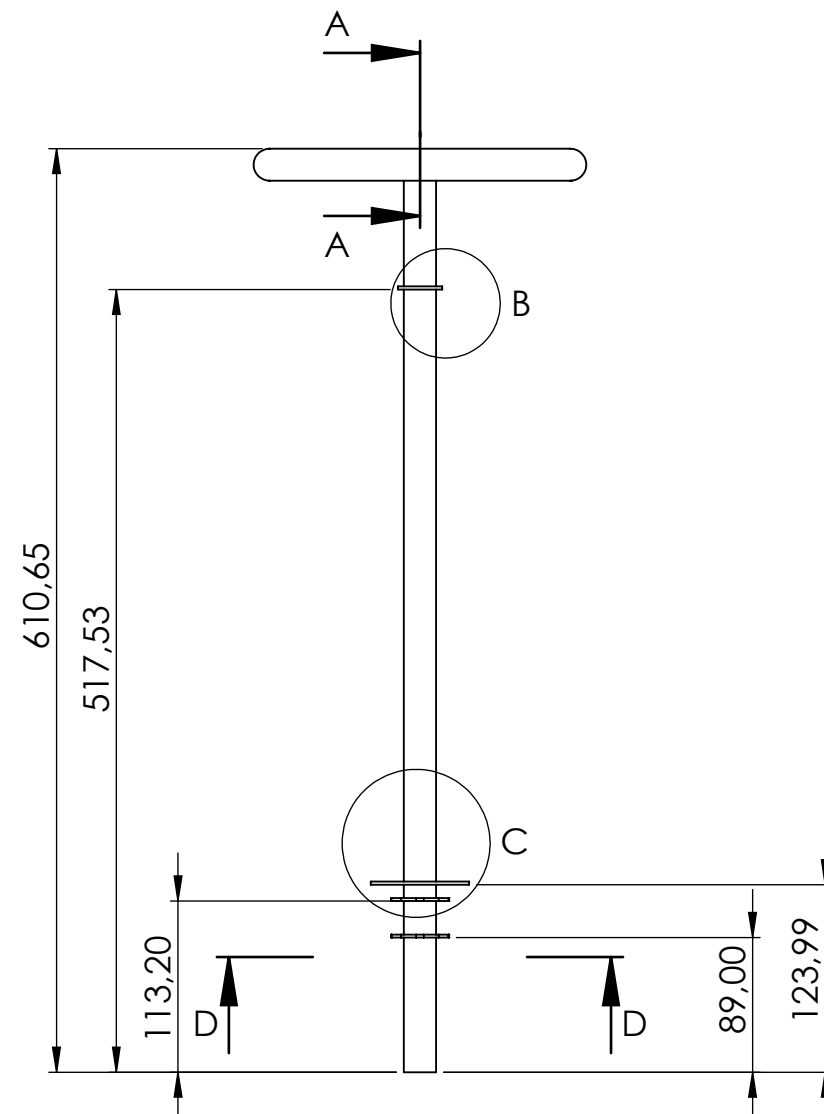
Escala:
1:2

Proyección:

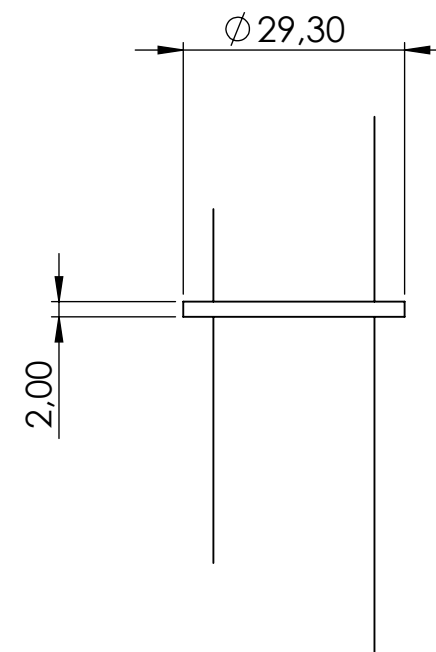




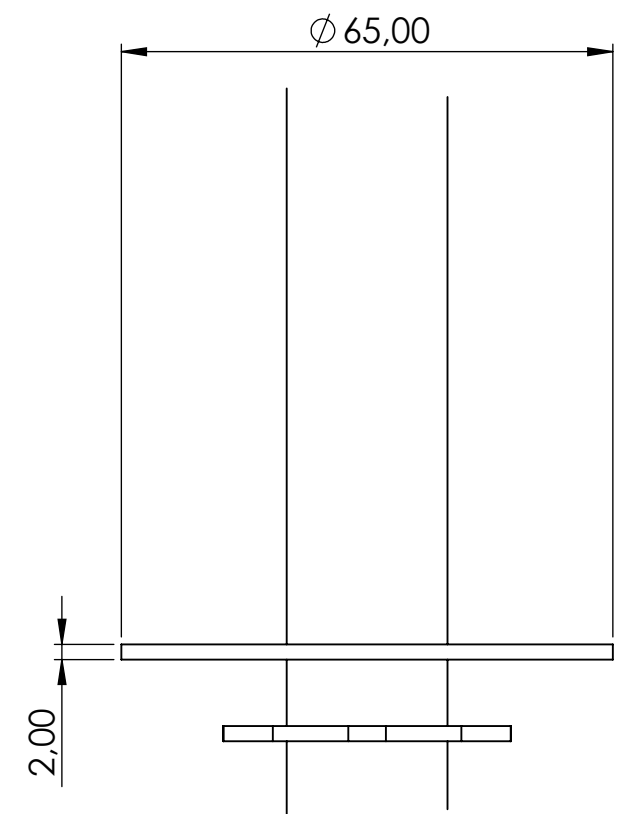
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 5



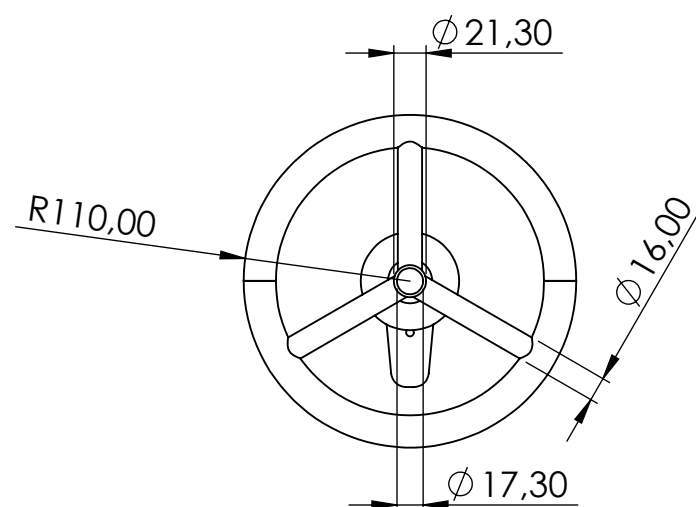
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 1



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



Diseño de un kart

Pieza:

Volante y columna de dirección

Plano nº:
15

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:

DIN A3

Escala:

1:5

Proyección:



4

3

2

1

F

F

E

E

D

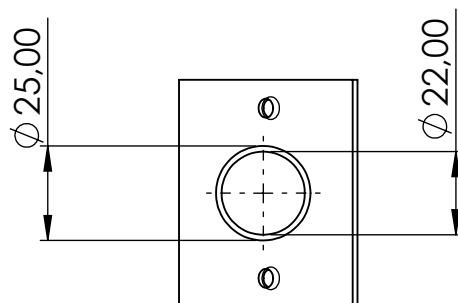
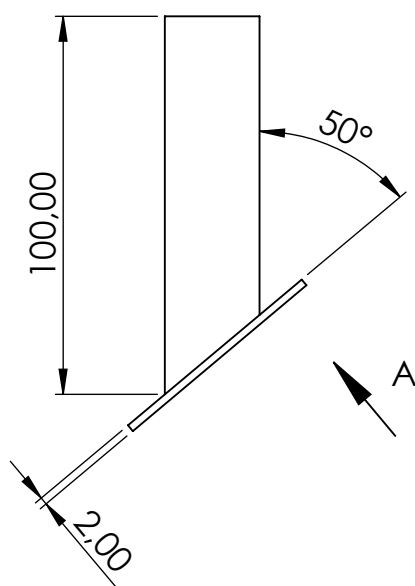
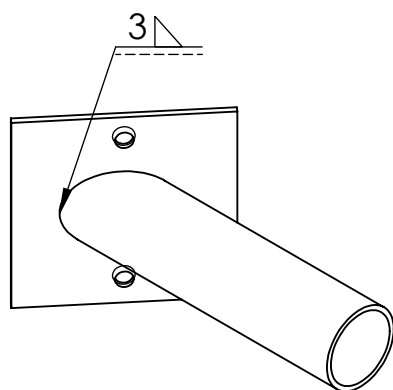
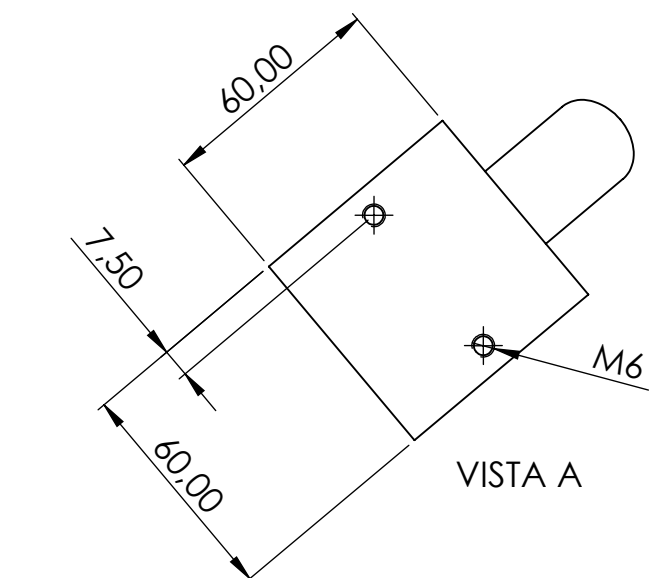
D

C

C

B

B



Diseño de un kart

Pieza: Soporte inferior dirección

Plano nº: 16

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

Escala:
1:2

Proyección:



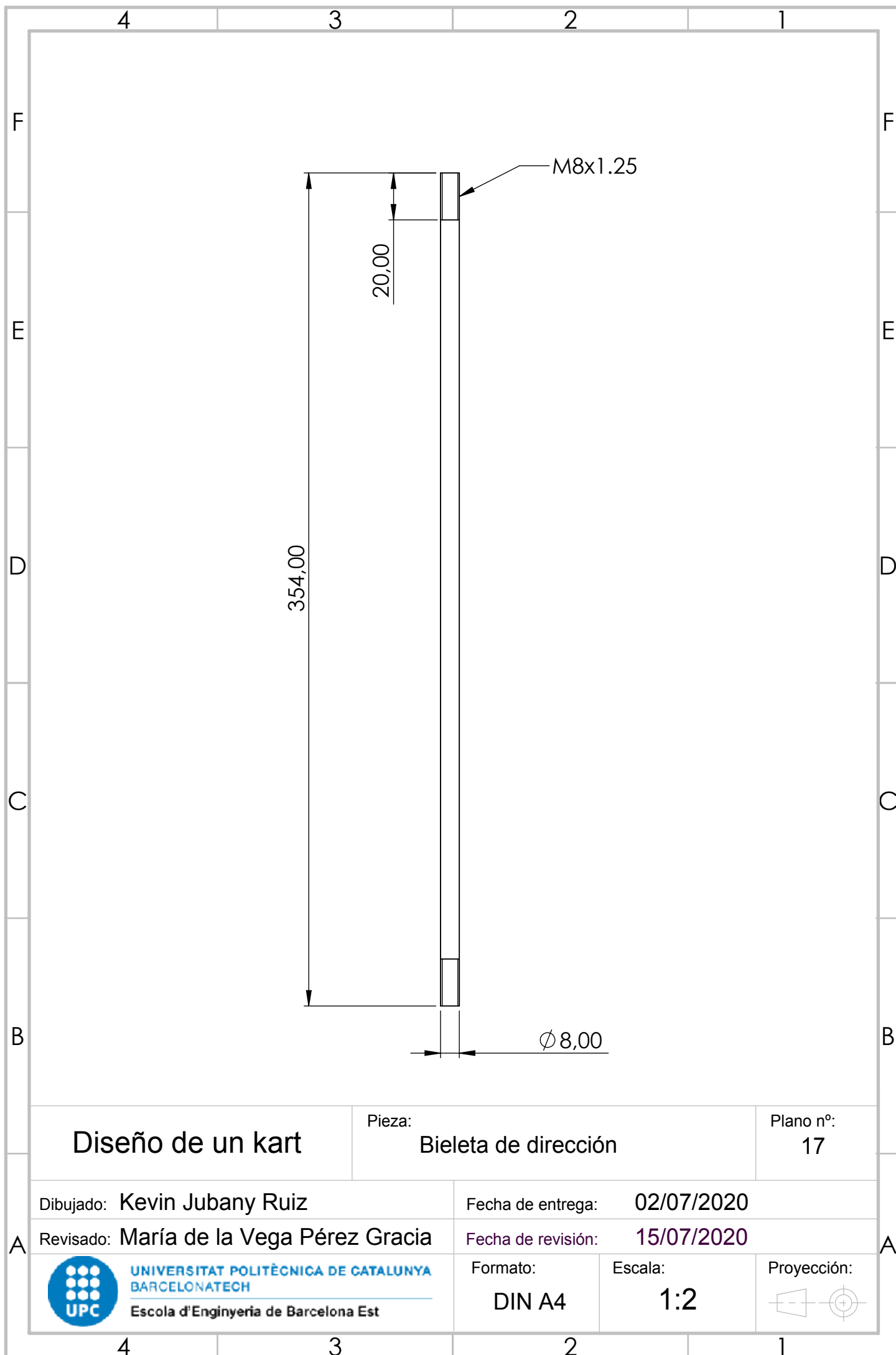
4

3

2

1

A



Diseño de un kart

Pieza: Bieleta de direcció

Plano nº: 17

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020

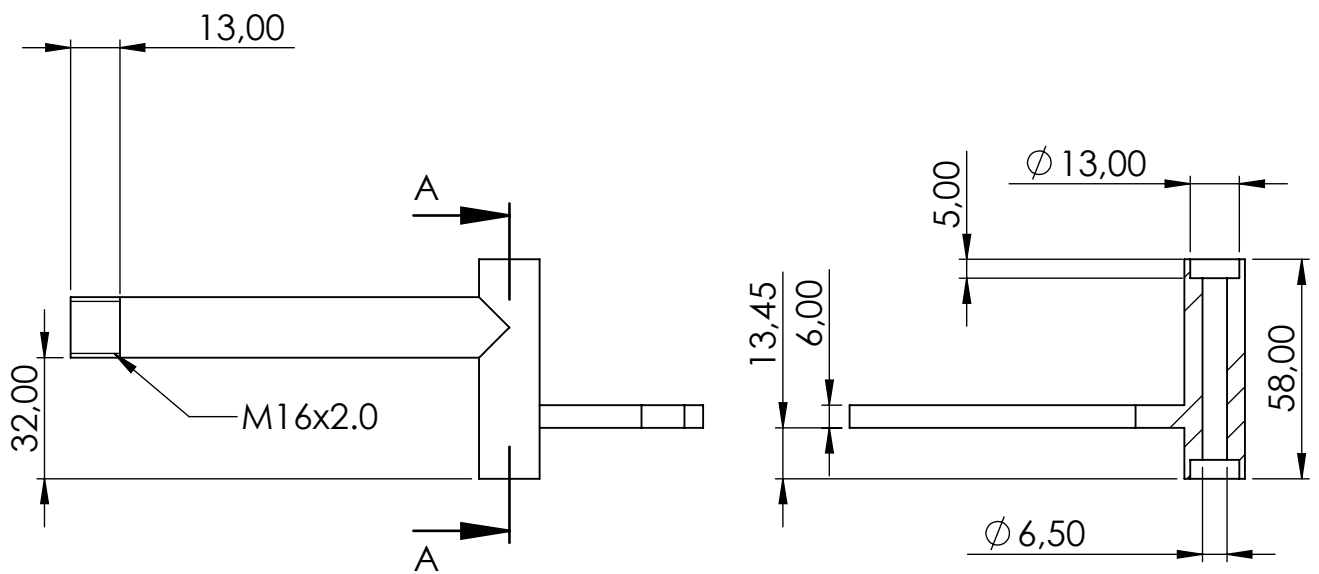


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

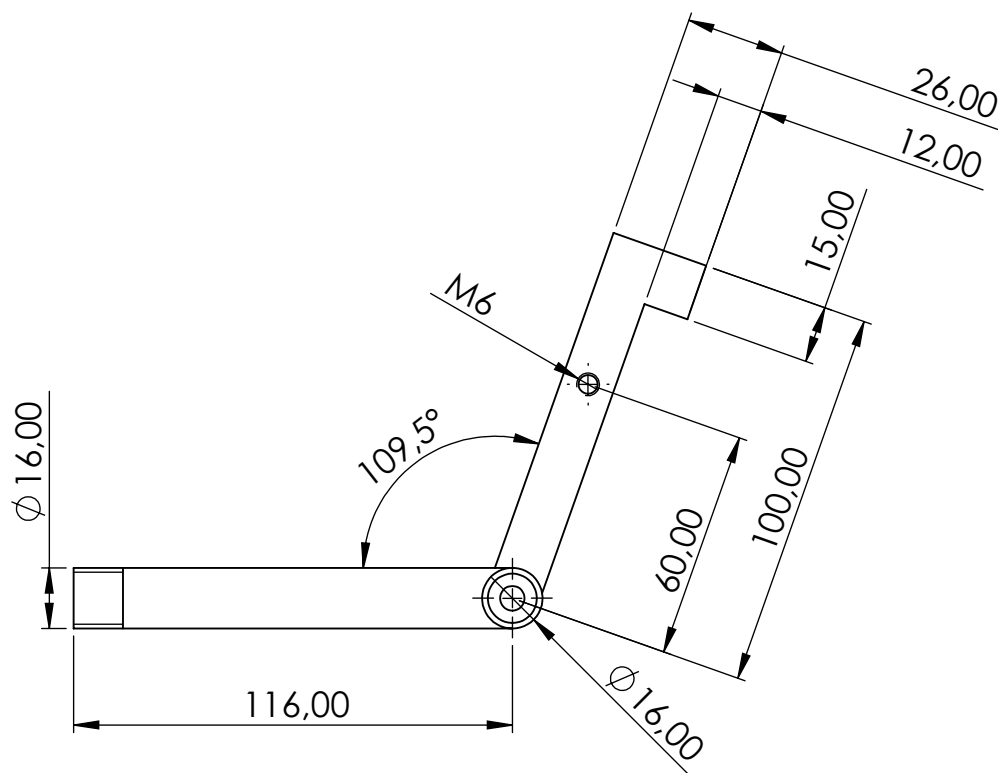
Formato:
DIN A4

Escala:
1:2

Proyección:



SECCIÓN A-A



Diseño de un kart

Pieza: Mangueta derecha

Plano nº: 18

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



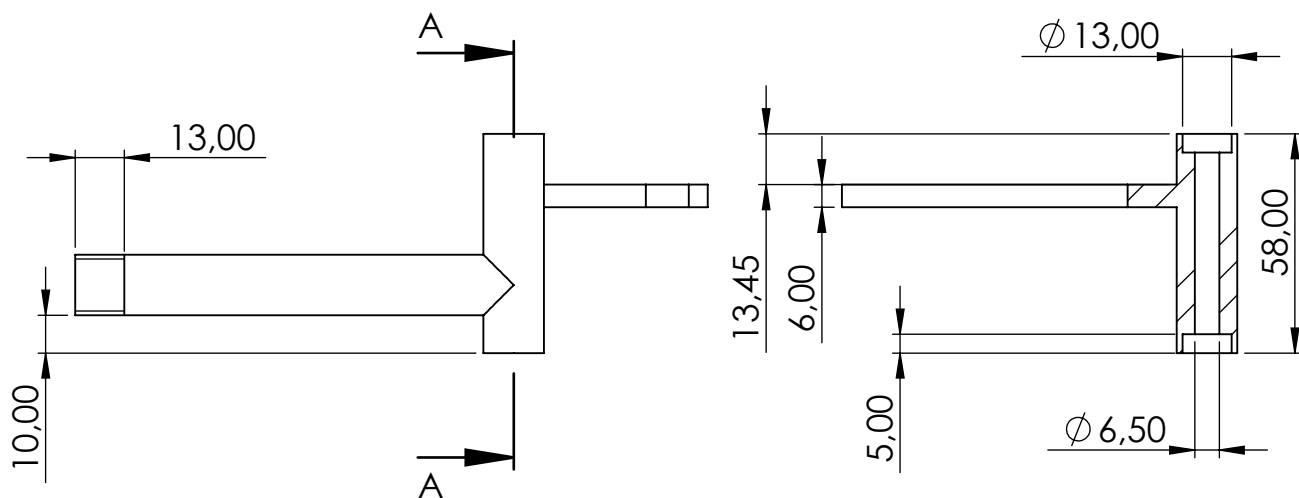
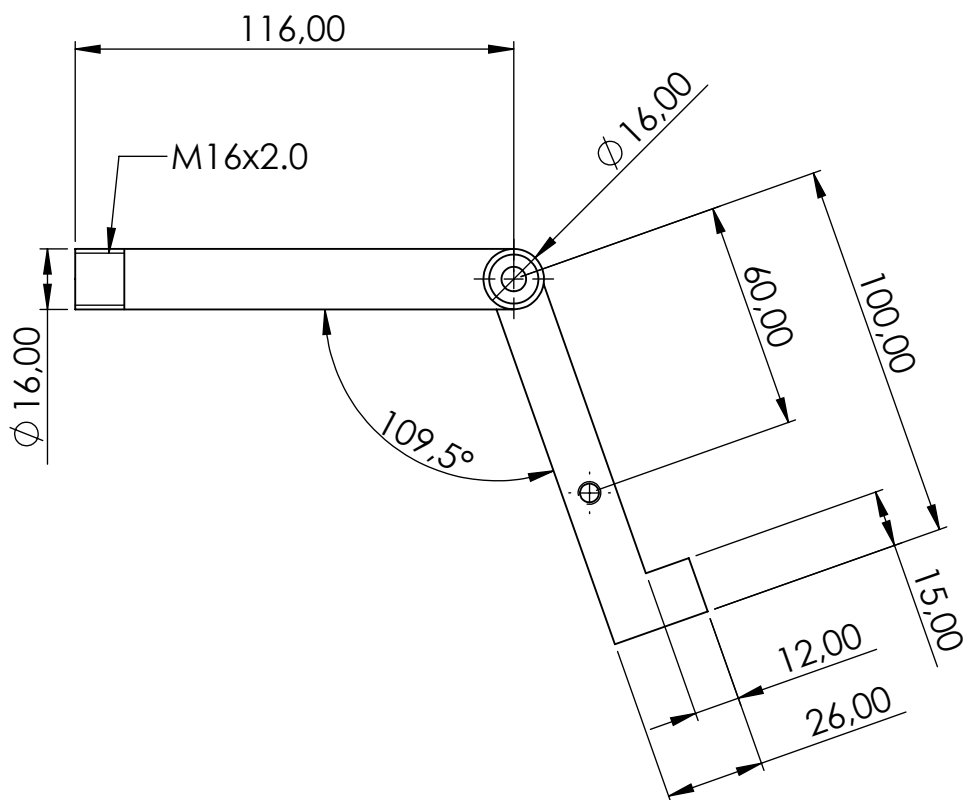
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

Escala:
1:2

Proyección:





SECCIÓN A-A

Diseño de un kart

Pieza: Mangueta izquierda

Plano nº: 19

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



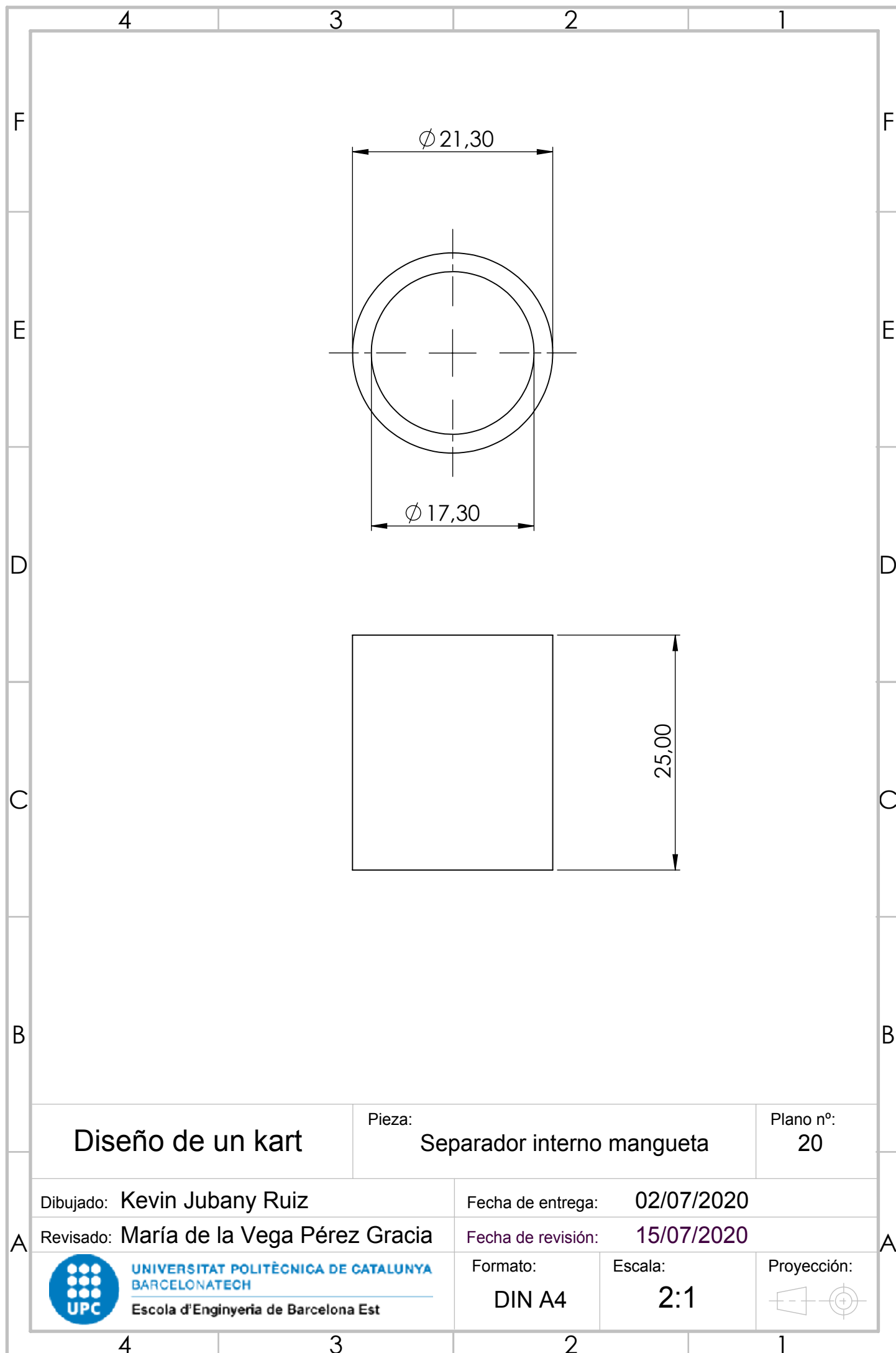
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

Escala:
1:2

Proyección:





Diseño de un kart

Pieza:

Separador interno mangueta

Plano nº:
20

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:

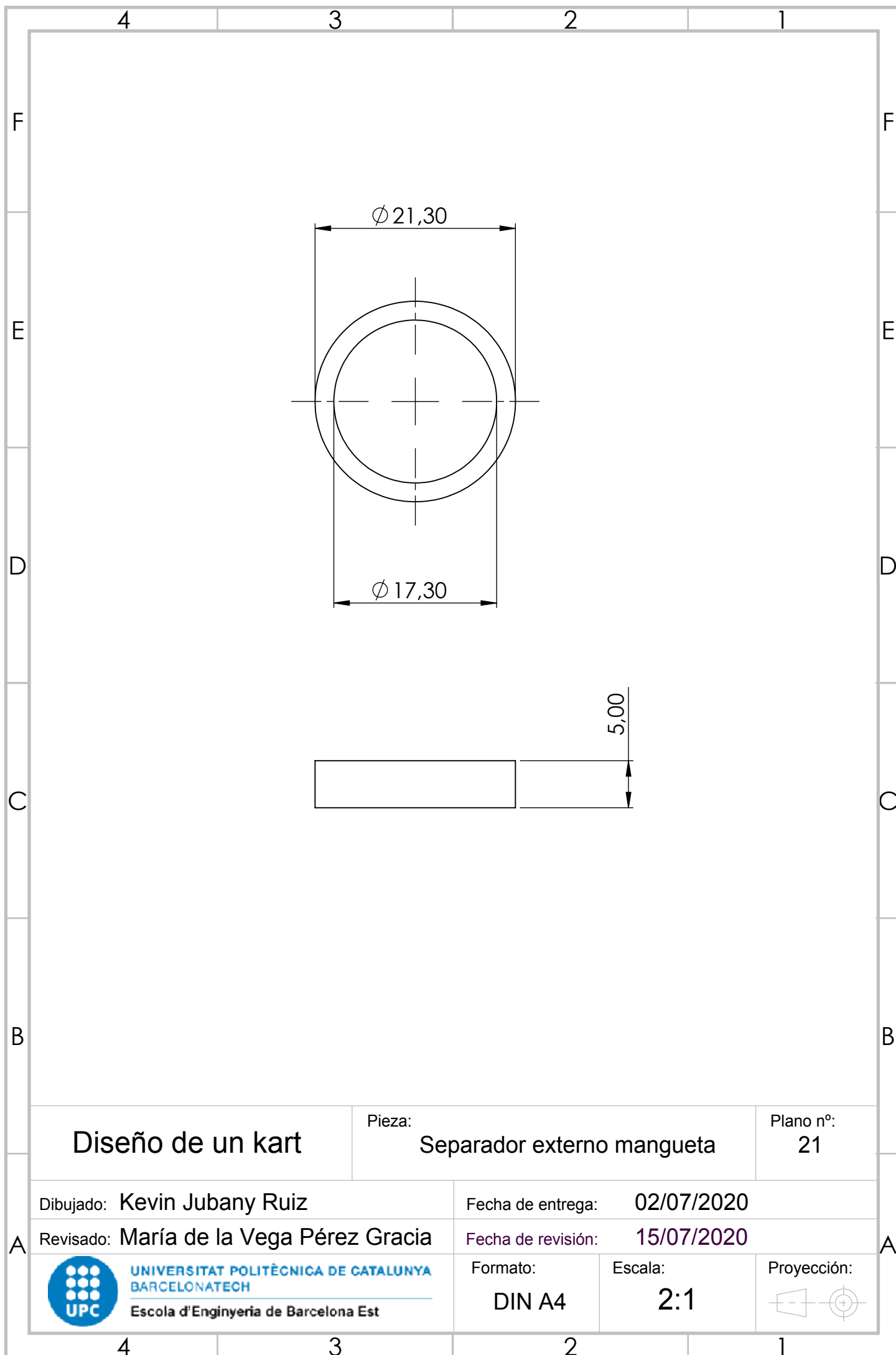
DIN A4

Escala:

2:1

Proyección:





Diseño de un kart

Pieza: Separador externo mangueta

Plano nº: 21

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



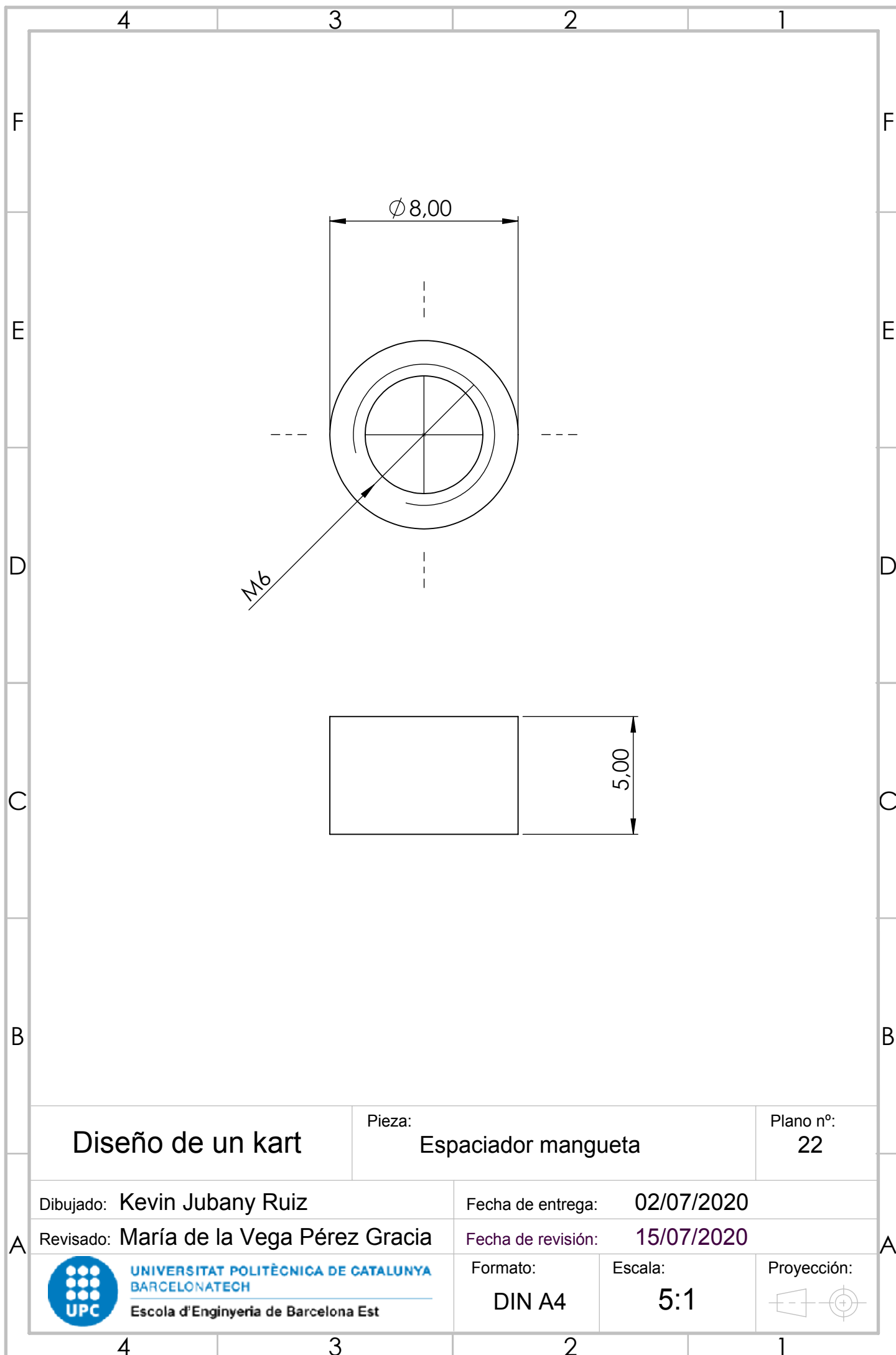
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

Escala:
2:1

Proyección:





Diseño de un kart

Pieza: Espaciador mangueta

Plano nº: 22

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



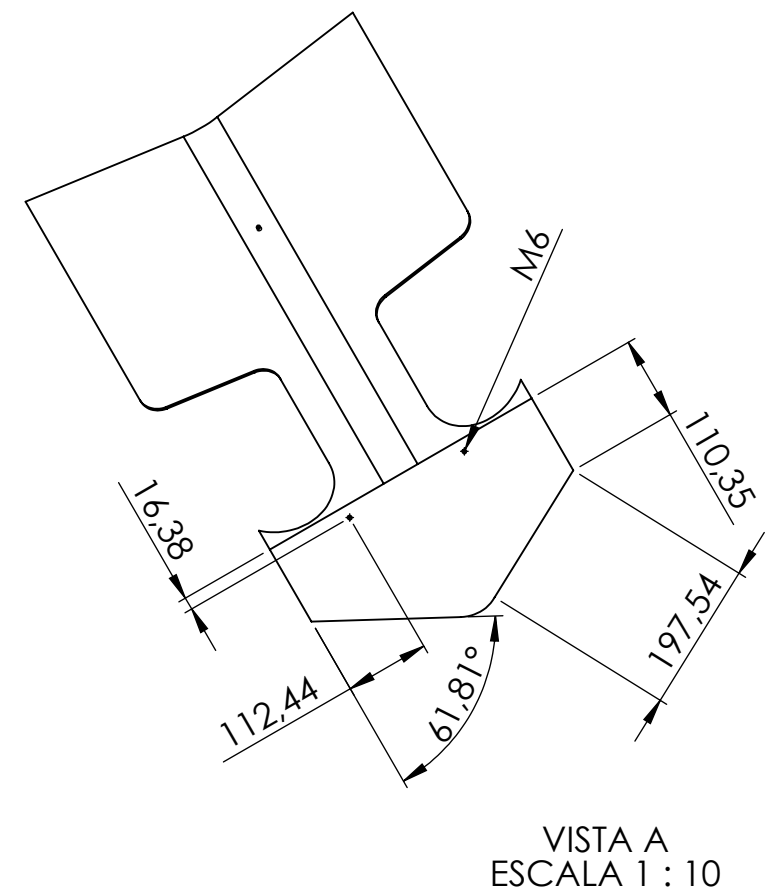
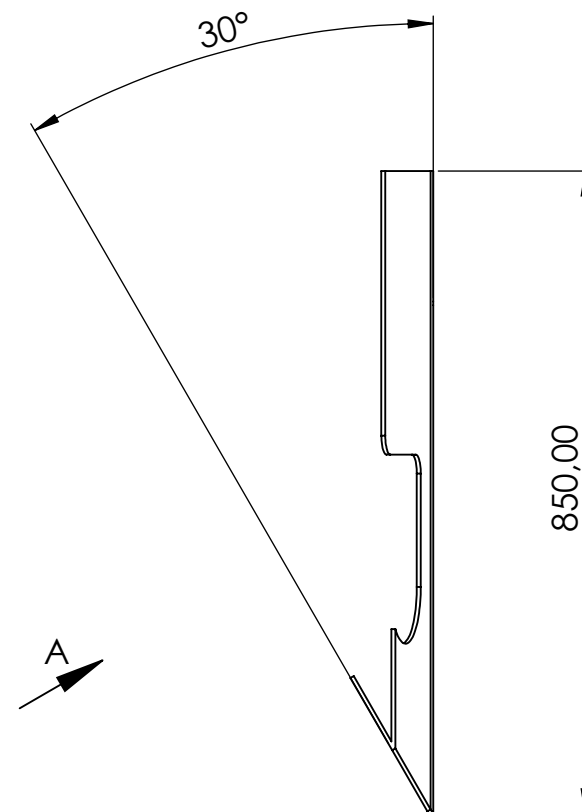
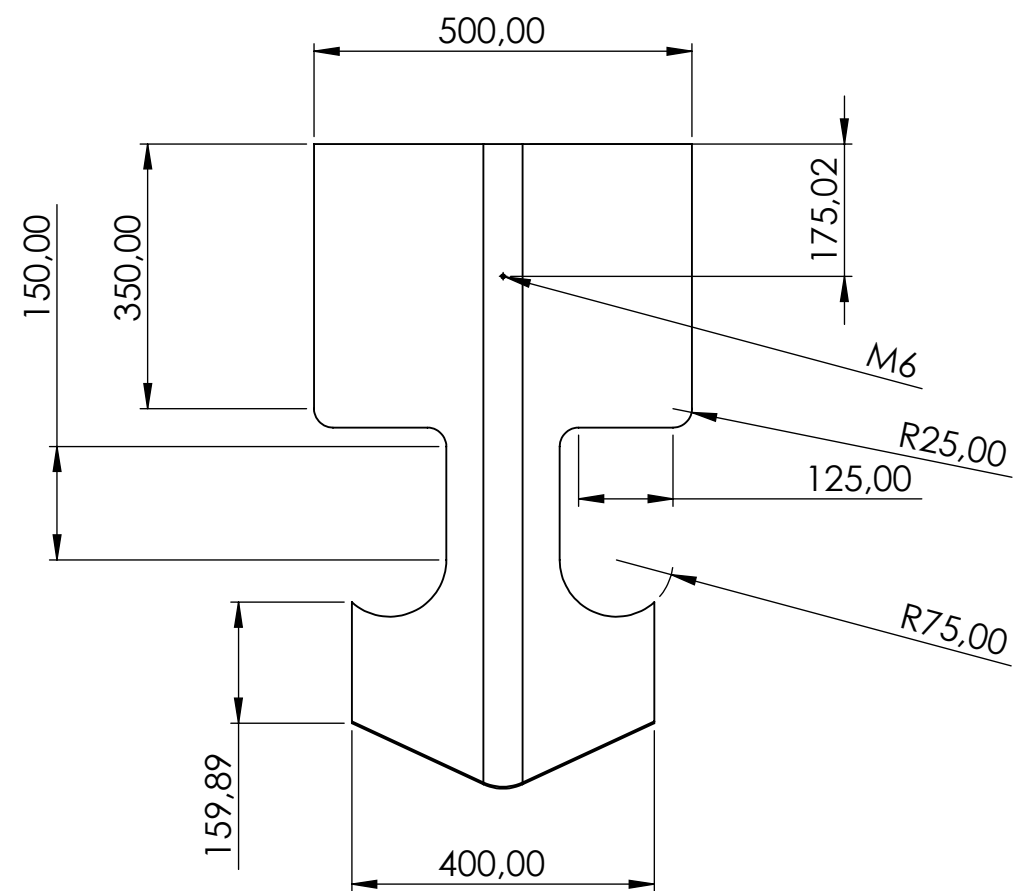
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A4

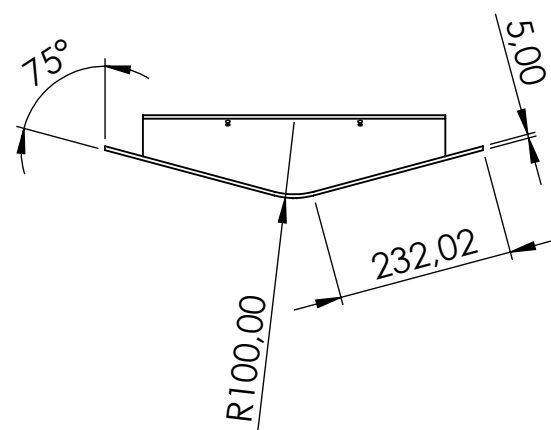
Escala:
5:1

Proyección:





VISTA A
ESCALA 1 : 10



Diseño de un kart

Pieza:

Componente aerodinámico

Plano nº:

23

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH

Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:

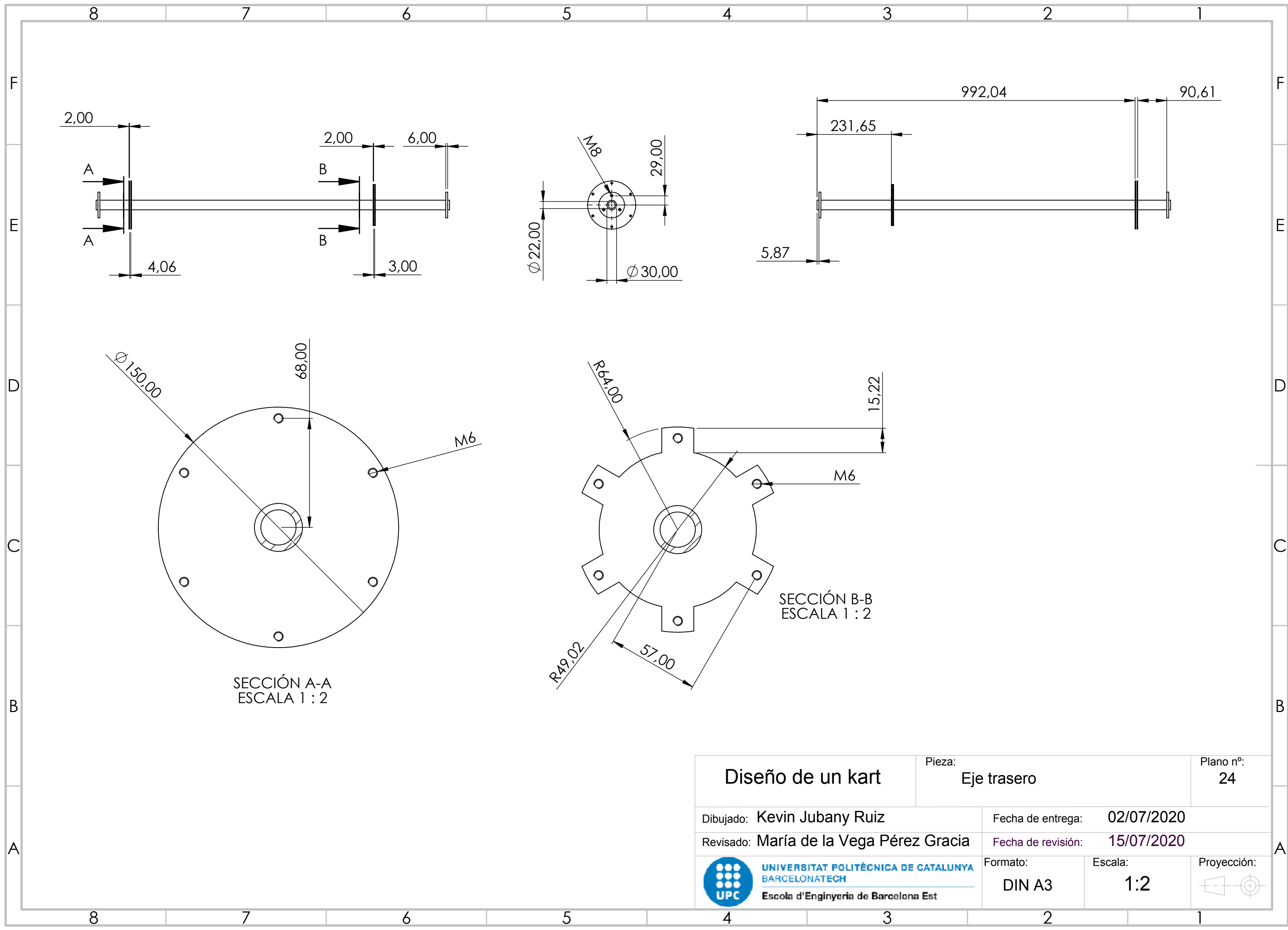
DIN A3

Escala:

1:10

Proyección:





Diseño de un kart

Pieza:
Eje trasero

Plano nº:
24

Dibujado: Kevin Jubany Ruiz

Fecha de entrega: 02/07/2020

Revisado: María de la Vega Pérez Gracia

Fecha de revisión: 15/07/2020



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Formato:
DIN A3

Escala:
1:2

Proyección:

